



Universidad  
Carlos III de Madrid

PROYECTO FIN DE CARRERA

# CALENTAMIENTO DE AGUA DE PROCESO MEDIANTE RECUPERACIÓN DE CALOR EN COMPRESORES

Proyecto realizado por: Gonzalo Ortega Sánchez-Prieto  
Tutor: Néstor García Hernando

Ingeniería Técnica Industrial: Mecánica  
Área de Ingeniería Térmica y de Fluidos  
Escuela Politécnica Superior

## Agradecimientos

Quiero agradecer sinceramente a mi familia, compañeros, amigos el apoyo en la realización de este proyecto fin de carrera y en especial a mis padres y a Ana por estar siempre a mi lado, sin los cuales no hubiese sido posible hacer realidad este proyecto.

Agradecer a Néstor García su ayuda y apoyo para el desarrollo del proyecto.

# ÍNDICE DE CONTENIDOS

---

ÍNDICE DE FIGURAS .....	5
ÍNDICE DE TABLAS .....	7
SIMBOLOGÍA .....	9
1. INTRODUCCIÓN .....	13
1.1. Descripción general del Proceso .....	13
1.2. Requerimientos del Proceso .....	19
1.2.1. Aire comprimido: .....	19
1.2.2. Agua de proceso: .....	23
2. OBJETIVOS .....	24
2.1. Reducción del Coste Energético Mediante la Recuperación de Calor Residual .....	24
2.2. Reducción del nivel de emisiones asociadas al proceso de fabricación .....	28
3. ANÁLISIS TEÓRICO .....	32
3.1. Estudio de soluciones técnicas .....	32
3.2. Estudio de proceso de calentamiento de agua de proceso mediante quemadores de gas .....	32
3.2.1. Quemadores gas natural .....	34
3.2.2. Tubería -serpéntin para calentamiento de agua .....	36

3.2.3.	Bomba centrífuga impulsión agua.....	37
3.2.4.	Colectores de agua de proceso .....	41
3.2.5.	Proceso calentamiento agua mediante quemadores gas natural .....	44
3.3.	Descripción, funcionamiento y rendimiento de los intercambiadores de calor .....	51
3.3.1.	Intercambiadores de tubos corrugados: .....	51
3.3.1.	Intercambiadores aleteados: .....	52
3.3.2.	Intercambiadores en espiral:.....	54
3.3.3.	Intercambiadores de placas .....	55
3.4.	Análisis termodinámico del proceso de recuperación de calor .....	62
3.4.1.	Diseño del intercambiador de Placas del Tanque 1 – Prelavado .....	65
3.4.2.	Diseño del intercambiador de Placas del Tanque 2 – Lavado.....	74
3.4.3.	Dimensionado de Tuberías.....	82
3.4.4.	Selección de bombas .....	85
3.5.	Reducción de emisiones por recuperación de calor .....	86
4.	VIABILIDAD ECONOMICA DEL PROYECTO .....	90
4.1.	Análisis de costes .....	90
4.2.	Estudio de viabilidad.....	93
5.	CONCLUSIONES .....	98
6.	BIBLIOGRAFÍA Y DOCUMENTACIÓN .....	100
7.	ANEXO 1 EQUIPAMIENTO DE LA INSTALACIÓN .....	102

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.01. Compresor de baja presión refrigerado por agua .....	21
Figura 1.02. Compresor de alta presión refrigerado por agua .....	22
Figura 2.01. Evolución del precio del Crudo Brent .....	26
Figura 2.02. Evolución del precio del Crudo Brent (2004-2012) .....	26
Figura 2.03. Evolución del Coste de Aprovechamiento del Gas Natural .....	27
Figura 2.04. Evolución de las Tarifas del Gas Natural .....	28
Figura 2.05. Evolución de las emisiones de España 1999-2010 frente al límite de Kioto .....	30
Figura 3.01. Representación 3D tanque lavado envases metálicos .....	33
Figura 3.02. Quemador Eclipse Inmerso-Pak Burners Model 148"IP" ...	34
Figura 3.03. Quemador Eclipse Inmerso-Pak Burners Model 012"IP" ...	35
Figura 3.04. Detalle 3D serpentín de quemador .....	36
Figuras 3.05. Desplazamiento de una partícula al ingresar por el centro del rodete de una bomba centrífuga .....	38
Figuras 3.06. Componente vectorial de las fuerzas que rigen una partícula al salir del rodete de una bomba centrífuga.....	38
Figuras 3.07. y 3.08. Bomba centrífuga SPX Modelo MCV.....	39
Figuras 3.09. Curva característica Bomba centrífuga SPX Modelo MCV a 1500 rpm .....	39
Figuras 3.10. y 3.11. Bomba centrífuga Deming 5562H.....	40
Figuras 3.12 Curva característica Bomba centrífuga Deming 5562H a 1150 rpm .....	41
Figura 3.13. Proceso lavado envases metálicos mediante colectores con boquillas.....	42
Figura 3.14. Volumen de control tanques de lavado.....	47
Figura 3.15. Intercambiadores de tubos corrugados .....	51
Figura 3.16. Disposición de tubos en Intercambiadores de tubos corrugados .....	52
Figura 3.17. Diferencia entre una superficie aleteada y otra sin aletear	53
Figura 3.18. Intercambiadores Aleteados .....	54

Figura 3.19. Intercambiadores en Espiral.....	55
Figura 3.20. Componentes de un intercambiador de placas .....	56
Figura 3.21. Gráfico ilustrativo del funcionamiento de un intercambiador de placas .....	57
Figura 3.22. Tipos de placas: a) corrugaciones tipo “Intermating”, .....	60
Figura 3.23. Estructura de unión de las placas .....	60
Figura 3.24. Tipología de unión de las placas del intercambiador .....	61
Figura 3.25. Tipología de flujo de fluidos de los intercambiadores .....	61
Figura 3.26. Intercambiador de placas, Alfa Laval modelo M6 .....	63
Figura 3.27. Placa tipo Chevron, del Intercambiador Alfa Laval modelo M6 .....	64
Figura 3.28. Flujos en un intercambiador de placas .....	65
Figura 3.29. Pérdidas de carga en tuberías de hierro fundido .....	83
Figura 3.30. Bomba Grundfos, modelo NB 50-160 .....	85

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.01. Máquinas del proceso que requieren aire a presión.....	20
Tabla 1.02. Características de los Compresores de Baja Presión .....	21
Tabla 1.03. Características de los Compresores de Alta Presión.....	22
Tabla 1.04. Características de los Tanques de la Lavadora de Envases .	24
Tabla 2.01. Evolución de las emisiones totales españolas en la serie 2007 – 2010 .....	29
Tabla 3.01. Datos técnicos quemadores gas natural .....	35
Tabla 3.02. Propiedades Acero AISI 316TI .....	36
Tabla 3.03. Datos técnicos boquillas QPHA-5.6W .....	43
Tabla 3.04. Configuración colectores lavado.....	43
Tabla 3.05. Relación de temperatura de retorno a tanques mensual	45, 50
Tabla 3.06. Factores de corrección para la de temperatura de retorno mensual .....	50
Tabla 3.07. Parámetros geométricos máximo y mínimo de los intercambiadores comerciales .....	59
Tabla 3.08. Intercambiador de placas, Alfa Laval modelo M6.....	62
Tabla 3.09. Intercambiador de placas, Alfa Laval modelo M6.....	63
Tabla 3.10. Propiedades de los fluidos de los circuitos del Intercambiador del Tanque1 .....	66
Tabla 3.11. Propiedades de los fluidos de los circuitos intercambiadores Tanque 1.....	66
Tabla 3.12. Valores calculados para la determinación del número de placas del intercambiador .....	72
Tabla 3.13. Determinación constantes C y M según nº de Reynolds.....	73
Tabla 3.14. Propiedades de los fluidos de los circuitos del Intercambiador del Tanque2 .....	75
Tabla 3.15. Propiedades de los fluidos de los circuitos intercambiadores Tanque 2.....	75
Tabla 3.16. Valores calculados para la determinación del número de placas de los intercambiadores del tanque nº2 de lavado.....	80
Tabla 3.17. Determinación constantes C y M según nº de Reynolds.....	81

Tabla 3.18. Factores de corrección para pérdidas de carga .....	83
Tabla 3.19. Pérdida de carga en tuberías en tubería de tanques de lavado .....	84
Tabla 3.20. Factores de emisión para el cálculo de las emisiones de CO <sub>2</sub> , CH <sub>4</sub> y N <sub>2</sub> O de consumo de gas natural .....	87
Tabla 3.21. Potenciales de Calentamiento global del CO <sub>2</sub> , CH <sub>4</sub> y N <sub>2</sub> O ..	88
Tabla 4.01. Importes de los equipos para el proyecto.....	93, 94
Tabla 4.02. Factores de corrección de potencia estacionales.....	94
Tabla 4.03. Cálculos de flujos de caja .....	96
Tabla 4.04. Valor Actual Neto de la inversión para cada año .....	97



## SIMBOLOGÍA (por orden de aparición)

$\dot{W} \rightarrow$  Potencia

$c_u \rightarrow$  Velocidad absoluta tangencial del fluido a la entrada y salida

$u \rightarrow$  Velocidad relativa del rodete

$\rho \rightarrow$  Densidad

$q \rightarrow$  Caudal

$\frac{\overbrace{dm_{vc}}^0}{dt} \rightarrow$  Variación de masa respecto al tiempo en volumen de control

$\dot{m}_e \rightarrow$  Gasto másico de entrada

$\dot{m}_s \rightarrow$  Gasto másico de salida

$\frac{\overbrace{dU_{vc}}^0}{dt} \rightarrow$  Variación de energía interna respecto al tiempo en volumen de control

$\dot{Q}_{vc} \rightarrow$  Calor aportado al volumen de control

$v \rightarrow$  Volumen específico

$p \rightarrow$  Presión

$b \rightarrow$  Distancia entre placas

$L \rightarrow$  Altura placa

$w_p \rightarrow$  Ancho placa

$e_p \rightarrow$  Espesor placa

$K_{AI} \rightarrow$  Conductividad térmica acero INOX

$L_c \rightarrow$  Longitud característica

$A_{placa} \rightarrow$  Área placa

$A_{canal} \rightarrow$  Área canal

$T_{ce} \rightarrow$  *Temperatura circuito caliente entrada*

$T_{cs} \rightarrow$  *Temperatura circuito caliente salida*

$T_{fe} \rightarrow$  *Temperatura circuito frio entrada*

$T_{fs} \rightarrow$  *Temperatura circuito frio salida*

$c_p \rightarrow$  *Calor específico a presión constante*

$\mu \rightarrow$  *Viscosidad cinemática*

$k \rightarrow$  *Conductividad térmica*

$Pr \rightarrow$  *Número de Prandtl*

$\dot{m}_c \rightarrow$  *Gasto másico de fluido de agua de refrigeración*

$\dot{m}_f \rightarrow$  *Gasto másico de agua de proceso*

$U \rightarrow$  *Coeficiente global de transferencia*

$A \rightarrow$  *Área de transferencia*

$F_i \rightarrow$  *Factor de rendimiento intercambiador placas*

*(Para flujos en contracorriente  $F = 1$ )*

$\Delta T_{lm} \rightarrow$  *Diferencia temperatura logarítmica media*

$h_c \rightarrow$  *Coeficiente de convección fluido caliente*

$h_f \rightarrow$  *Coeficiente de convección fluido frio*

$e \rightarrow$  *Espesor placa*

$k_{AI} \rightarrow$  *Conductividad térmica placa acero inoxidable*

$R_c \rightarrow$  *Resistencia térmica por suciedad en circuito*

$h \rightarrow$  *Coeficiente de convección*

$Nu_c \rightarrow$  Numero de Nusselt para fluido caliente

$Nu_f \rightarrow$  Numero de Nusselt para fluido frío

$k_c \rightarrow$  Conductividad térmica del fluido caliente

$h_f \rightarrow$  Coeficiente de convección del fluido frío

$k_f \rightarrow$  Conductividad térmica del fluido frío

$Re \rightarrow$  Número de Reynolds

$v_c \rightarrow$  Velocidad del fluido caliente en canal de la placa

$v_f \rightarrow$  Velocidad del fluido frío en canal de la placa

$\Delta P_{ic} \rightarrow$  Perdida de carga del intercambiador del fluido caliente

$\Delta P_{if} \rightarrow$  Perdida de carga del intercambiador del fluido frío

$f_{sf} \rightarrow$  correlación de Shah y Focke

$\dot{m}_{TC} \rightarrow$  Gasto másico agua refrigeración por intercambiador

$N_{placas} \rightarrow$  Número de placas del intercambiador

$D \rightarrow$  Diámetro

$C \rightarrow$  Caudal

$j \rightarrow$  Coeficiente para tuberías ( 2.2 en tuberías metálicas)

$E_{anual} \rightarrow$  Energía anual

$GEI \rightarrow$  Gas de Efecto Invernadero

$m_{CO_2} \rightarrow$  toneladas de  $CO_2$

$m_{CH_4} \rightarrow$  toneladas de  $CH_4$

$m_{N_2O} \rightarrow$  toneladas de  $N_2O$

$m_{\text{CO}_2\text{eq}} \rightarrow$  toneladas de  $\text{CO}_{2\text{eq}}$

$\text{FE}(\text{CO}_2) \rightarrow$  factor de emisión del  $\text{CO}_2$  derivada de la combustión de gas natural

$\text{FE}(\text{CH}_4) \rightarrow$  factor de emisión del  $\text{CH}_4$  derivada de la combustión de gas natural

$\text{FE}(\text{N}_2\text{O}) \rightarrow$  factor de emisión del  $\text{N}_2\text{O}$  derivada de la combustión de gas natural

$\text{GWP}_{\text{CO}_2} \rightarrow$  Potencial de Calentamiento Global del  $\text{CO}_2$

$\text{GWP}_{\text{CH}_4} \rightarrow$  Potencial de Calentamiento Global del  $\text{CH}_4$

$\text{GWP}_{\text{N}_2\text{O}} \rightarrow$  Potencial de Calentamiento Global del  $\text{N}_2\text{O}$

$\text{VAN} \rightarrow$  Valor Actual Neto

$\text{DI} \rightarrow$  Inversión Inicial

$\text{CF} \rightarrow$  Costes Fijos

$k \rightarrow$  Índice de precios al consumo, IPC

## 1. INTRODUCCIÓN

### 1.1. Descripción general del Proceso

El proyecto que nos ocupa consiste en la modificación del proceso de calentamiento del agua de lavado de envases metálicos, incluido dentro del proceso general de la fabricación de envases metálicos para la industria alimentaria, del cual vamos a hacer una descripción con el fin de justificar las elección de las soluciones elegidas para la recuperación de calor de proceso y el calentamiento del agua de proceso.

#### a) Materia prima principal

El flujo del proceso de fabricación de envases de dos piezas comienza con una bobina de aluminio o de hojalata fabricada mediante un proceso de trenes de laminado en continuo.

#### b) Corte y Embutición

El material (hojalata o aluminio) es aportado de forma continua a través de una prensa mecánica, la cual realiza una serie de operaciones para obtener una pre-forma de fácil transporte.

En la prensa se realizan los procesos de corte en forma de circunferencia y embutición mediante un utillaje progresivo en cada golpe. Para reducir el desgaste del utillaje se utiliza aceite soluble aplicado sobre la superficie del metal y como veremos, tiene una gran importancia posteriormente en el proceso de lavado para el que vamos a realizar el calentamiento de agua.

c) Reembutición y estirado

Las copas obtenidas en el proceso anterior, son transportadas hasta los Bodymakers donde pasan a través de un paquete de anillos de estirado. Este proceso comienza con una reembutición de la copa mediante un pistón que hace pasar la copa a través de un anillo modificando la forma y haciéndola más esbelta, pero sin reducir el espesor. Posteriormente el pistón sigue avanzando a través de anillos de utillaje con menor diámetro paulatinamente, reduciendo el espesor y aumentando la longitud del envase dando origen a una lata sin cortar. En este proceso se utiliza igualmente aceite soluble para reducir los esfuerzos de estirado entre utillaje y metal.

d) Recorte post-estirado

Los envases estirados, obtenido tras el proceso de estirado, no tienen un acabado preciso y uniforme en la parte superior del envase, por tanto se transportan hasta una recortadora, que corta el sobrante de los envases y consigue que todos los envases tengan la misma longitud y acabado uniforme con la precisión requerida.

e) Lavado y secado de los envases

Una vez se termina de realizar la transformación del metal por conformado en las operaciones anteriormente descritas, las superficies tanto exterior como interior del envase requieren de una limpieza química para eliminar los restos de emulsiones lubricantes usadas en el conformado del envase. La finalidad de este proceso es aumentar la tensión superficial del metal para garantizar una correcta adherencia de los recubrimiento que se

aplican en la superficie tanto exterior como interior del envase. La limpieza se realiza al hacer pasar el envase por una zona de lavado con jabón y posteriores aclarados en las siguientes zonas (o etapas). Una vez se han eliminado los residuos se procede a eliminar el agua del envase aplicada en el enjuague haciendo pasar el envase por un horno de secado provisto de circulación de aire.

Dicha fase del proceso es la que se estudiará en el proyecto que estamos desarrollando.

*f) Revestimiento externo*

Las latas de hojalata, y en algunas ocasiones también las de aluminio, son recubiertas con un esmalte transparente o coloreado, que proporciona al metal protección frente a la exposición ambiental y actúa como imprimación para la posterior decoración exterior. El proceso de recubrimiento externo lo realiza una máquina denominada Coater.

*g) Horno secado recubrimiento externo*

Una vez que se ha aplicado el esmalte, los envases, se transportan mediante una cadena de pines hasta un horno, por el cual se hace circular las latas para el curado del esmalte y la obtención de los parámetros deseados.

h) Decoración

El proceso de decoración de los envases se lleva a cabo en un printer donde es posible generar diseños de hasta 8 colores simultáneamente. La mecánica de la decoración del envase consiste en transmitir la tinta a través de unos rodillos a una plancha litografiada con el diseño correspondiente a un determinado color y a su vez transmitirlo a una mantilla, que a medida que pasa por los distintos tinteros se van añadiendo sus correspondientes diseños en cada color a la mantilla. Una vez se encuentra todo el diseño en la mantilla, este se transmite al envase según va girando.

i) Revestimiento de la arista de apoyo

Los botes decorados son puestos de nuevo en una cadena de pines que les hace pasar por una unidad de barnizado de arista. Este barniz protege al metal en el área de rodadura de la fricción del metal con las cintas de transporte así como de las agresiones ambientales en esa zona.

j) Horno de secado recubrimiento exterior

En el horno de pines las tintas aplicadas en el proceso de decoración pasan por un proceso de curado, que determina las características y acabado finales que tendrán las tintas en lo que se refiere tanto a propiedades mecánicas y visuales.



k) Barnizado Interior

El barnizado interior se ocupa de evitar la interacción de la bebida y el metal, evitando la migración de metal al contenido y así conservando plenamente las propiedades y composición de dicho contenido. Este proceso se realiza mediante la pulverización de un barniz, diseñado para ser inocuo con los contenidos de envase, a medida que gira el envase sobre sí mismo para producir una distribución uniforme del barniz y eliminar puntos de exposición entre el metal y el contenido.

l) Horno de secado barniz interior

Los recubrimientos interiores aplicados son secados y curados. En el caso de las latas de hojalata, este proceso se repite dos veces para garantizar de forma completa la correcta aplicación del barniz en la superficie interior del envase.

m) Reducción de cuello y Pestañado

La parte superior del envase sufre un proceso mecánico de reducción de cuello en la máquina denominada Necker. En este proceso, mediante un utillaje en cascada, el diámetro en la pared superior del envase es reducido hasta alcanzar el tamaño correspondiente a la tapa que posteriormente formará el cierre hermético, una vez se añada el contenido en el envase. Para conseguir que el cierre sea totalmente hermético, se crea en el extremo del envase una pestaña para posibilitar solapar los metales del envase y la tapa, creando un doble cierre entre ambos.

*n) Tester de Luz*

Una vez terminado el proceso de fabricación del envase se procede a comprobar individualmente que no existe ninguna perforación o rotura en el material que pueda ocasionar la pérdida de contenido una vez este se cierra. Para su chequeo, se ilumina el interior del envase y se asegura que la luz no salga por ningún punto de la superficie al exterior, en caso de ser así el envase es rechazado del proceso.

*o) Cámaras visión artificial*

Todas las latas son examinadas consecutivamente por dos cámaras que examinan el interior del envase en comparación con un patrón con el que se determina si existe algún defecto o irregularidad en el envase, como en el caso anterior los envases que no superen el control son rechazados.

*p) Empaquetado*

El último paso del proceso, es el paletizado, según los requerimientos de cada cliente, en un determinado número de filas, creando un mosaico en cada una de ellas para la optimización del espacio.

## **1.2.Requerimientos del Proceso**

Cada uno de los procesos de fabricación anteriores, requiere del uso de maquinaria auxiliar para la generación de aire comprimido, aire de aspiración ó agua de refrigeración además del uso de agua de proceso. Para nuestro proyecto nos centraremos en la generación de aire comprimido y el uso de agua de proceso.

### **1.2.1.Aire comprimido:**

Las distintas etapas requieren la utilización del aire comprimido a diferentes presiones, por tanto, se hace necesario utilizar compresores de alta y baja presión en función las especificaciones de cada máquina.

En el proyecto que nos ocupa nos, centraremos en utilizar el calor derivado de la refrigeración de los compresores para su recuperación y aprovechamiento en el calentamiento del agua de proceso de la fase de lavado.

En la tabla a continuación se nombran las diferentes máquinas del proceso que requieren aire a alta o baja presión.

<b>MAQUINARIA EN ALTA PRESIÓN ( 5,5 - 7 BAR)</b>	<b>PRESIÓN REQUERIDA ( bar)</b>	<b>CAUDAL (m3/min)</b>
Prensa de copas	5,5-8	22
Bodymaker	mínimo 6	25,5
Coater	5,5-7	7.5
Printer	5,5-7	10
Barnizado interior	5-6	75
Paletizador	5-6	17
<b>MAQUINARIA EN BAJA PRESIÓN ( 2,5 - 3,5 BAR)</b>	<b>PRESIÓN REQUERIDA ( bar)</b>	<b>CAUDAL (m3/min)</b>
Prensa de copas	3	28
Bodymaker	3	36
Necker	2,5 - 3,5	111

Tabla 1.01. Máquinas del proceso que requieren aire a presión

Fuente: American National Can

El aire suministrado por los compresores en las diferentes fases del proceso de fabricación, ha de ser aire seco y libre de humedad, para evitar la contaminación del producto ya que el aire incide directamente sobre el envase.

A continuación se muestran los modelos de compresores empleados para suministrar los caudales requeridos, tanto de baja como de alta presión:

#### 1.2.1.1. Compresores de baja presión



Figura 1.01. Compresor de baja presión refrigerado por agua

Fuente: Atlas Copco

CARACTERÍSTICAS DEL COMPRESOR DE BAJA PRESIÓN	
Modelo	AtlasCopco ZE4 VSD
Máxima presión	3,65 bar
Caudal máximo	48 m <sup>3</sup> /min
Máxima potencia	211 kW

Tabla 1.02. Características de los Compresores de Baja Presión

Fuente: Atlas Copco

### 1.2.1.2. Compresores alta presión



Figura 1.02. Compresor de alta presión refrigerado por agua

Fuente: Atlas Copco

CARACTERÍSTICAS DEL COMPRESOR DE ALTA PRESIÓN	
Modelo	Atlas CopcoZR-400
Máxima presión	8 bar
Caudal máximo	50 m <sup>3</sup> /min
Máxima potencia	400 kW

Tabla 1.03. Características de los Compresores de Alta Presión

Fuente: Atlas Copco

### 1.2.2. Agua de proceso:

El agua de proceso utilizada proviene de la red y se utiliza principalmente para tres cometidos.

- a) Refrigeración de maquinaria
- b) Formación de emulsión para los procesos de embutición y estirado del metal
- c) Proceso de lavado del envase mediante su uso con jabón y posterior aclarado a alta temperatura.

En los dos primeros casos, el agua de proceso se utiliza en circuito cerrado y el gasto másico es reducido para la reposición de pérdidas en ambos procesos. Sin embargo, en el proceso de lavado del envase, en el cual nos centraremos en el presente proyecto, tiene lugar en la lavadora de envases. Dicha lavadora está prevista de seis tanques para alimentar las boquillas de aspersión. En estos tanques se encuentra el agua de proceso, en dos de ellos el agua se está alta temperatura, siendo estos objeto de estudio en los siguientes capítulos. Su configuración es la siguiente:

TANQUES (TNQ)						
TNQ	1	2	3	4	5	6
Proceso	Lavado	Lavado	Aclarado 1	Aclarado 2	Aclarado 3	Aclarado Extra
Capacidad (l)	3.000	4.700	2.300	3.000	2.200	2.000
Temperatura (°C)	65	75	Ambiente	Ambiente	Ambiente	Ambiente
Caudal (l/min)	478	733	450	700	300	280
Presión (bar)	2	2	0,5	0,5	0,5	1

Tabla 1.04. Características de los Tanques de la Lavadora de Envases

Fuente: Elaboración propia

## **2. OBJETIVOS**

### **2.1.Reducción del Coste Energético Mediante la Recuperación de Calor Residual**

En el presente proyecto, el objetivo de reducción de costes energéticos, se fundamenta en el calentamiento de los tanques de lavado de los envases, ya que representa el consumo mayoritario de gas natural de este proceso de fabricación.

En la actualidad debido al incremento del coste la energía, la eficiencia energética de los equipos, es uno de los principales frentes de actuación para las empresas. Se hace necesario abordar de forma obligatoria la reducción del consumo de energía para seguir siendo competitivas en relación a las otras empresas del sector. Aún más, teniendo en cuenta que los precios futuros dependen fuertemente de la evolución de los conflictos en los países productores de petróleo. De este modo, la eficiencia energética se ha convertido en un aspecto cada vez más importante para la rentabilidad empresarial.

En este contexto, la Unión Europea, ha propuesto un paquete integrado de medidas legislativas sobre cambio climático y energía a través de la Directiva 2010/31/UE aprobada por el Parlamento y el Consejo Europeo en mayo de 2010, que tiene como principal objetivo reducir un 20 por ciento el consumo energético para el 2020. Además de este objetivo la Directiva persigue también la reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) en un 20% respecto a los niveles de 1999 así como conseguir una



cuota mínima del 20% de energía procedente de fuentes renovables en el consumo final bruto de energía de la Unión Europea en 2020.

El objetivo del presente proyecto está, por tanto, alineado con los dos primeros puntos de la estrategia europea, ya que busca mejorar la eficiencia energética del proceso del calentamiento del agua de lavado de envases metálicos, consiguiendo además, una reducción del consumo de gas natural y por tanto una reducción de las emisiones asociadas al consumo de este combustible.

Para el caso concreto de nuestro proyecto analizaremos la evolución del precio de venta de crudo en España en los últimos años, a través de las gráficas a continuación.

### Evolución del precio del crudo Brent

Brent Dated	\$/Bbl	%Var(*)
Media Enero 12	110,81	14,8%
Media 2012	110,81	-0,3%
Trimestres	2011	2012
1T	105,39	
2T	116,94	
3T	113,03	
4T	109,45	
Máx-Mín en 12 últimos meses	\$/Bbl	
Max 8-Abril-2011	127,23	
Mín 07-Febrero-2011	98,68	

(\*) Variación sobre mismo mes año anterior y año anterior  
Fuente: Reuters

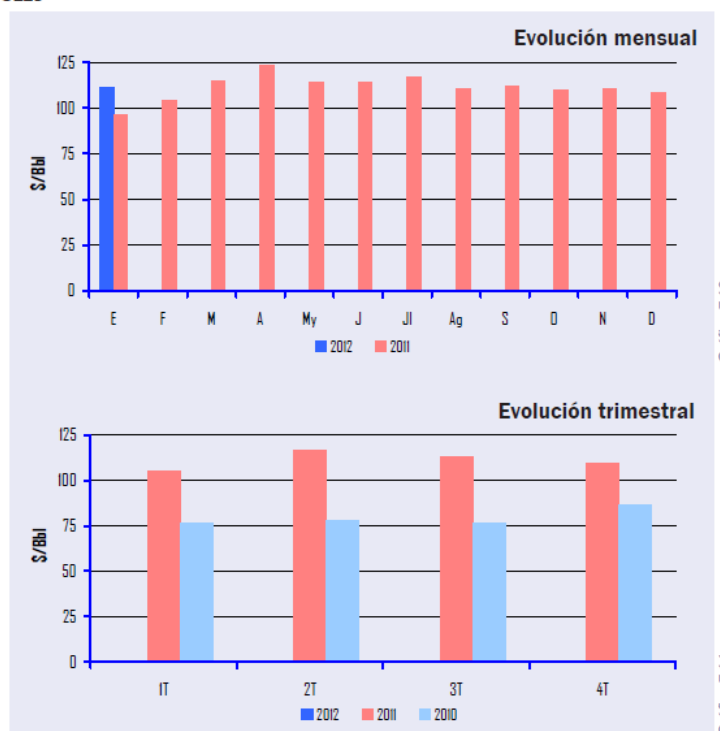


Figura 2.01. Evolución del precio del Crudo Brent

Fuente: Precio de los Hidrocarburos. Comisión Nacional de la Energía (CNE). Enero 2012

### Evolución del precio del crudo Brent



Figura 2.02. Evolución del precio del Crudo Brent (2004-2012)

Fuente: Precio de los Hidrocarburos. Informe elaborado por la Comisión Nacional de la Energía (CNE)

Según las últimas estadísticas de comercio exterior de Aduanas, el coste de aprovisionamiento de gas natural en frontera española respecto al valor de julio de 2009 (14,03 €/MWh), ha sufrido un incremento del 93% hasta diciembre de 2012 acumulado (27,10 €/MWh).

En la gráfica a continuación se puede observar cómo ha ido aumentando el coste de aprovisionamiento del Gas Natural en España desde 2007.

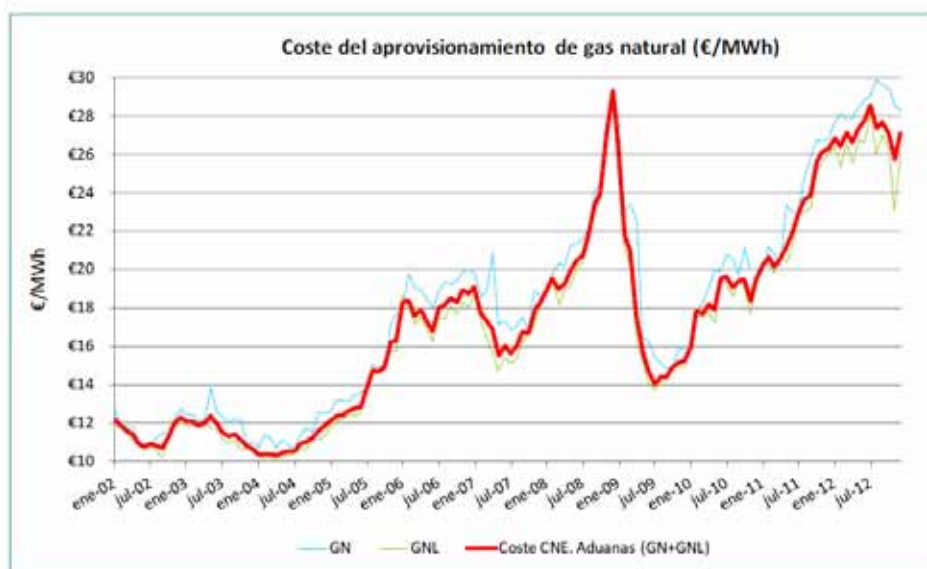


Figura 2.03. Evolución del Coste de Aprovisionamiento del Gas Natural

Fuente: Informe Mensual de Supervisión del Mercado Mayorista de Gas (CNE). Diciembre 2012

Inevitablemente, el aumento de costes de aprovisionamiento de combustibles, repercute sobre las tarifas de precios aplicadas al consumidor, tanto en términos fijos como variables. Por tanto, la cuenta de resultados final en cualquier actividad productiva refleja este incremento. Esto se traduce en una reducción de los beneficios y márgenes de la empresa y hace imprescindible mejorar el aprovechamiento de los recursos energéticos a través de la eficiencia energética.



Tras la firma y aprobación del Protocolo de Kioto, la UE interioriza los compromisos derivados del mismo a través de la Decisión 2002/358/CE. Comienza así el desarrollo de las políticas europeas contra el cambio climático, mediante la adopción de nuevas Directivas Europeas que limitan las emisiones de GEI a la atmósfera de ciertos sectores industriales, estableciendo un límite de emisiones para cada estado miembro de la Unión Europea (las directivas implicadas son: Directiva 2003/87/CE, Directiva 2004/101/CE y recientemente Directiva 2009/29/CE).

Si bien durante los últimos años, se ha producido un descenso en el nivel de emisiones, este es debido fundamentalmente a la reducción de actividad en todos los sectores como consecuencia de la crisis económica.

En el caso concreto de España las emisiones totales para el año 2010 han disminuido en referencia al año precedente, 2009, en 2,83%, generando un total de 355.897.000 t/CO<sub>2</sub>.

Emisiones de España	Emisiones de CO <sub>2</sub> -eq (kt)				
	Año Base Actualizado (1999)	2007	2008	2009	2010
	285.055	436.328	403.819	366.266	355.897
Crecimiento Anual		2,13%	-7,45%	-9,30%	-2,83%
Crecimiento Acumulado		53,07%	41,66%	28,49%	24,85%

Tabla 2.01. Evolución de las emisiones totales españolas 2007–2010

Fuente: Ministerio de Agricultura, Alimentación y Medio Ambiente

Sin embargo, esta disminución sigue siendo insuficiente ya que el nivel de emisiones acumuladas de España desde el año 1990 se sitúa en 24,85%, cerca de 10 puntos por encima del objetivo marcado para España con base al Protocolo de Kioto, que permitía a España aumentar un 15% sus emisiones respecto a los niveles de 1990.

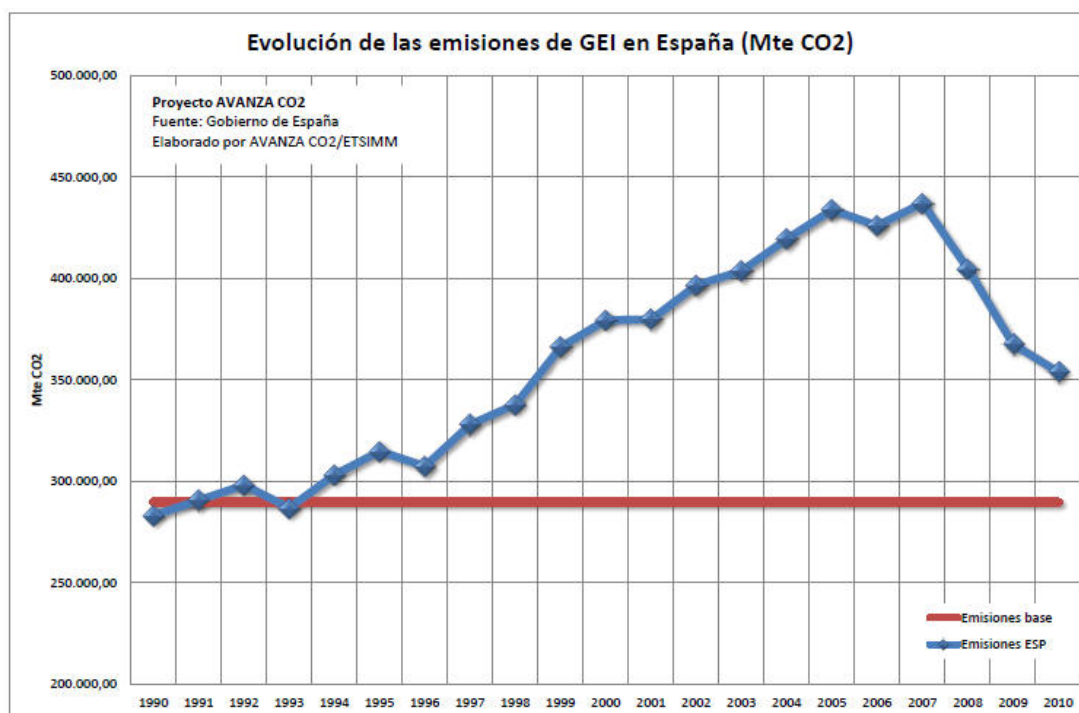


Figura 2.05. Evolución de las emisiones de España 1999-2010 frente al límite de Kioto

Fuente: Ministerio de Agricultura, Alimentación y Medio Ambiente

Por ese motivo, el gobierno español ha establecido una Estrategia de Ahorro y Eficiencia Energética en España, a través de un recién aprobado Plan de Acción de Ahorro y Eficiencia Energética 2011-2020. El principal objetivo del Plan de Acción es reducir en 2020 un 20% nuestro consumo energético evitando la importación de 965 millones de barriles de crudo (1,3 veces el consumo energético de España) y reducir las emisiones de CO<sub>2</sub> en 400 millones de

toneladas. Se prevé que esto suponga el ahorro de 78.687 millones de euros en coste de importaciones de combustibles fósiles y de emisiones de CO<sub>2</sub> durante esta década y movilizand o inversiones por 45.985 millones de euros.

Desde una perspectiva económica, las opciones de desarrollo de la eficiencia energética implican fundamentalmente decisiones de inversión, donde los costos de capital sobre la inversión poseen cierta incertidumbre. La decisión de hacer la inversión de eficiencia energética requiere valorar el costo de capital inicial en contra de los ahorros futuros esperados. La valoración del ahorro futuro requiere considerar las previsiones de los precios futuros de la energía, los cambios en el coste de operación relacionados con el uso de la cantidad de horas de uso del producto eficiente, y la vida útil del producto.

### **3. ANÁLISIS TEÓRICO**

#### **3.1. Estudio de soluciones técnicas**

El agua de proceso en los tanques de lavado de los envases, debe mantener una temperatura constante, lo que requiere el uso de quemadores de gas natural para alcanzar temperaturas de 65°C en el agua del tanque de prelavado y 75 °C en el agua del tanque de lavado.

La alternativa de ahorro energético planteada se basa en recuperar el calor desprendido de compresores de baja y alta presión en su refrigeración por agua. El calor generado en los compresores se disipa por medio de un circuito de agua refrigerada de forma continua, para mantener las condiciones óptimas de funcionamiento del compresor.

Mediante el estudio del proceso de calentamiento de los tanques de agua de lavado y prelavado, se cuantifica la potencia calorífica que se necesita suministrar a través de los quemadores de gas natural. Posteriormente, con esta información, se llevará a cabo el diseño de la instalación de recuperación del calor del proceso de refrigeración de compresores.

#### **3.2. Estudio de proceso de calentamiento de agua de proceso mediante quemadores de gas**

La instalación sobre la cual se va a trabajar en el presente proyecto para aprovechar el calor recuperado en la refrigeración de



compresores, es la lavadora de envases metálicos. En los siguientes apartados se detallan los elementos que la integran, sus características y el proceso de transferencia de calor para el calentamiento del agua de proceso.

A continuación de muestra la configuración de los tanques de lavado mediante una representación general en 3D de sus elementos, mediante el programa de diseño SOLID EDGE

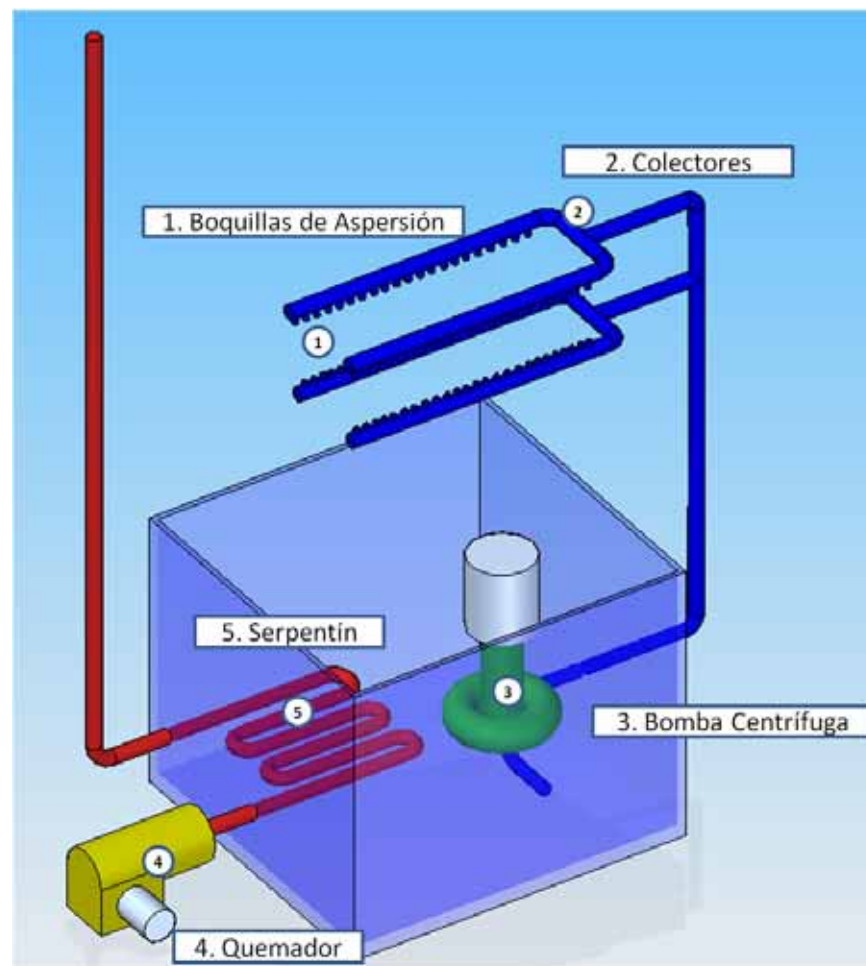


Figura 3.01. Representación 3D tanque lavado envases metálicos

Fuente: Elaboración propia

La relación de elementos que componen la instalación es la que se detalla a continuación.

### **3.2.1. Quemadores gas natural**

Se dispone de dos quemadores de gas natural, en el tanque de pre-lavado ECLIPSE INMERSO-PAK BURNERS Modelo 100”IP”, y en el tanque de lavado INMERSO-PAK BURNERS 012 “IP”, los cuales proporcionan un flujo de aire caliente mediante la combustión de gas natural.

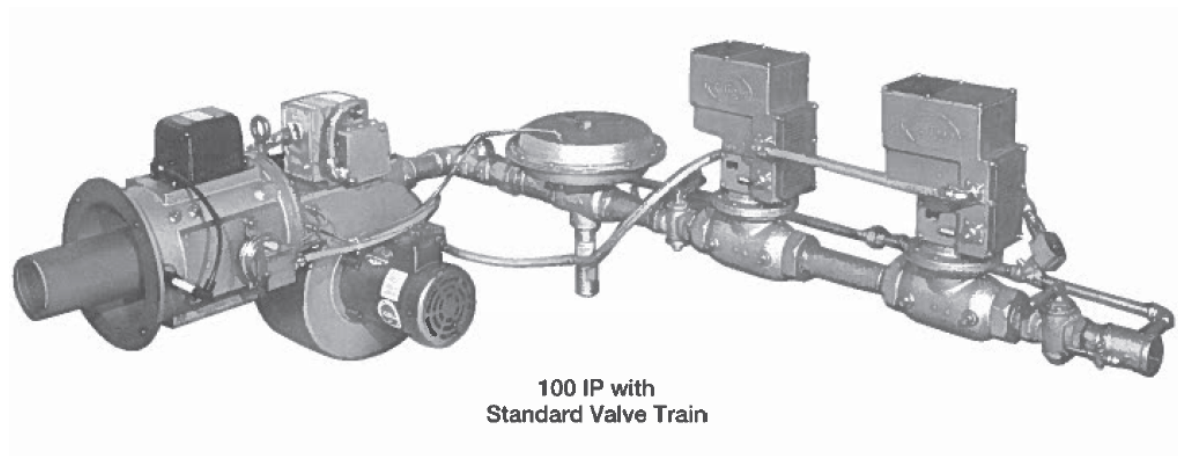


Figura 3.02. Quemador Eclipse Inmerso-Pak Burners Model 148”IP”

Fuente: Eclipse Combustion



Figura 3.03. Quemador Eclipse Inmerso-Pak Burners Model 012"IP"

Fuente: Eclipse Combustion

Cada quemador está dimensionado para los tanques de agua según la capacidad y la temperatura del agua requerida en los mismos.

QUEMADORES TANQUES LAVADO							
TNQ	Capacidad agua (l)	Tipo quemador	Eficiencia (%)	Potencia requerida (KW)	Potencia Entregada (KW)	Diámetro tubería (mm)	Longitud tubería (m)
1 (Pre-lavado)	3.000	148	75	1172	879	305	24,4
2 (Lavado)	4.700	012	75	1500	1200	305	25

Tabla 3.01. Datos técnicos quemadores gas natural

Fuente: Eclipse Combustion

### 3.2.2. Tubería -serpentín para calentamiento de agua

El flujo de aire caliente producido por el quemador circula por un serpentín fabricado en tubería de acero inoxidable AISI 316TI que se encuentra sumergida en el tanque. El serpentín transfiere el calor, como se estudiará posteriormente, para el calentamiento de la mezcla de agua, entre el agua del tanque y la que retorna de los colectores del proceso de lavado a menor temperatura.

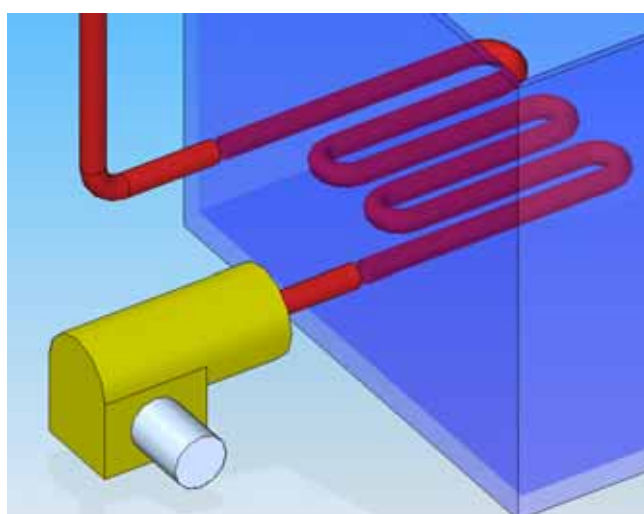


Figura 3.04. Detalle 3D serpentín de quemador

Fuente: Elaboración propia

Las propiedades del acero inoxidable AISI 316TI se muestran en la siguiente tabla

Acero Inoxidable AISI 316TI			
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	Punto de Fusión ( C )	Módulo de Elasticidad ( GPa )	Conductividad Térmica a 23C ( W/ m K )
7,96	1370-1400	190-210	16,3

Tabla 3.02. Propiedades Acero AISI 316TI

Fuente: Goodfellow

### **3.2.3. Bomba centrífuga impulsión agua**

Las bombas correspondientes al tanque de prelavado y tanque de lavado impulsan el agua de proceso desde los tanques hasta las boquillas a una presión de 2 bar. Su funcionamiento está regulado mediante un variador de frecuencia para el ajuste de la presión en los colectores.

En este caso, se trata de bombas centrífugas, también llamadas rotodinámicas. Estas bombas rotativas son un tipo de bomba hidráulica que transforma la energía mecánica de un impulsor en energía cinética. El fluido entra por el centro del rodete, que dispone de unos álabes para conducir el fluido, y por efecto de la fuerza centrífuga es impulsado hacia el exterior, donde es recogido por la carcasa o cuerpo de la bomba, que por el contorno de su forma lo conduce hacia las tuberías de salida o hacia el siguiente rodete. Están basadas en la ecuación de Euler

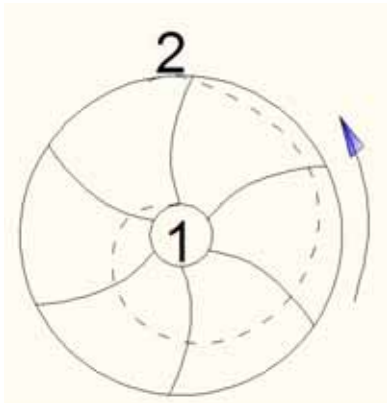
$$\dot{W} = \dot{m}(c_{1u}u_1 - c_{2u}u_2)$$

$\dot{W} \rightarrow$  Potencia trasegada por la bomba

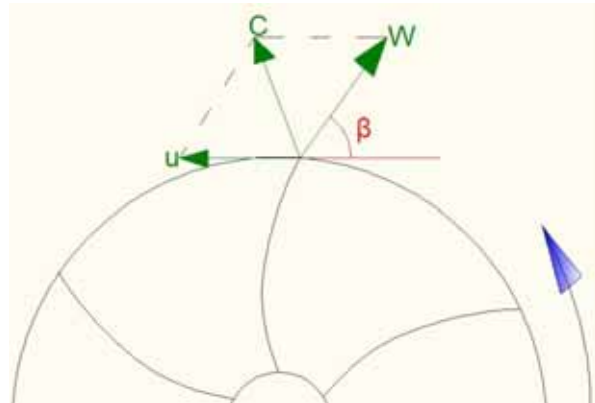
$\dot{m} \rightarrow$  Gasto másico de fluido que atraviesa la máquina

$c_u \rightarrow$  Velocidad absoluta tangencial del fluido a la entrada y salida

$u \rightarrow$  Velocidad relativa del rodete



Figuras 3.5. Desplazamiento de una partícula al ingresar por el centro del rodete de una bomba centrífuga



Figuras 3.6. Componente vectorial de las fuerzas que rigen una partícula al salir del rodete de una bomba centrífuga

Fuente: Varisco SPA

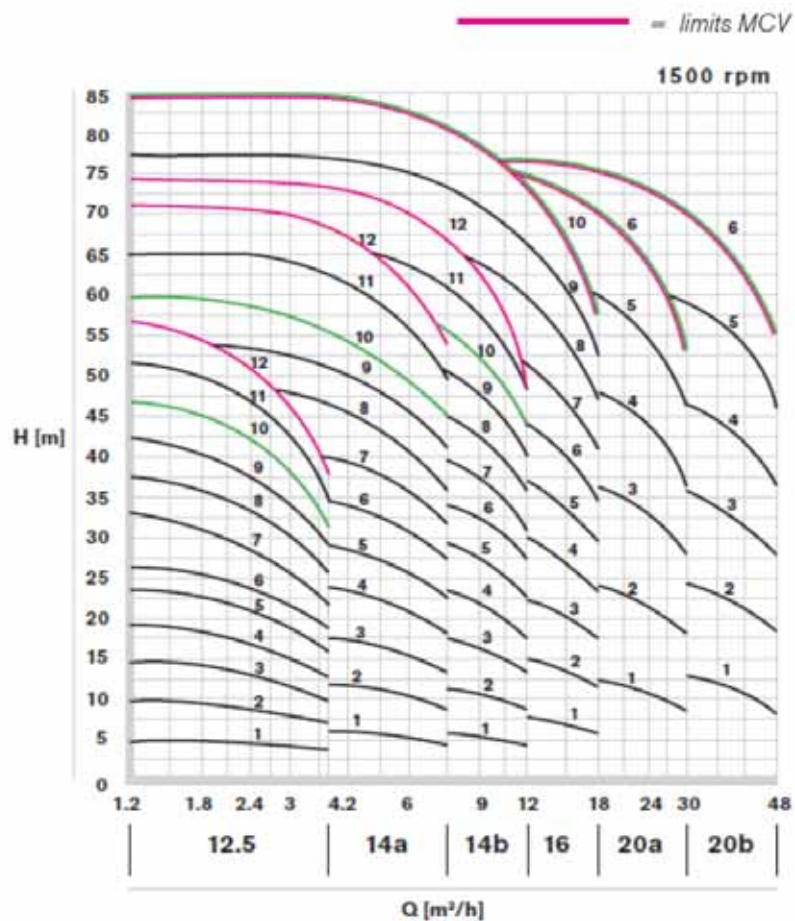
Su elemento transmisor de energía se denomina rodete, dicho elemento comunica energía al fluido en forma de energía cinética.

En el caso del tanque de prelavado se dispone de una bomba de la marca SPX, modelo MCV, de la cual se muestra curva característica a un régimen de funcionamiento de 1500 rpm.



Figuras 3.07. y 3.08. Bomba centrífuga SPX Modelo MCV

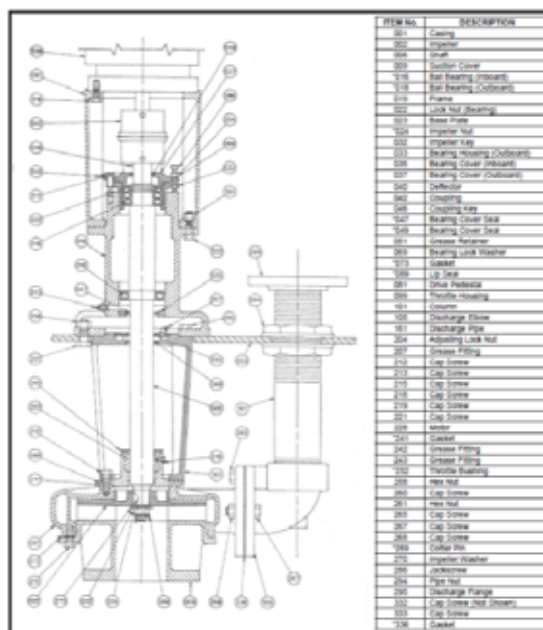
Fuente: SPX Flow Corporation



Figuras 3.09. Curva característica Bomba centrífuga SPX Modelo MCV a 1500 rpm

Fuente: SPX Flow Corporation

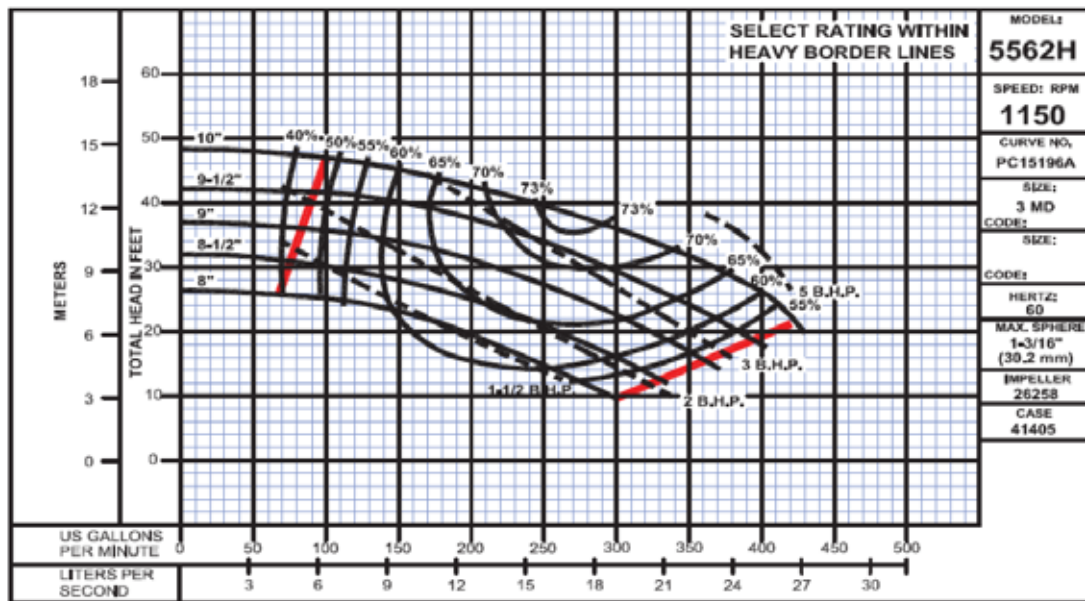
En el caso del tanque de lavado, se requiere un mayor caudal, debido a que existe un número mayor de colectores y boquillas de lavado. Se necesita por tanto una bomba de mayor capacidad de trasiego. La bomba instalada está fabricada por Deming modelo 5562H 3MD, con régimen de giro de 1150 rpm.



Figuras 3.10. y 3.11. Bomba centrífuga Deming 5562H

Fuente: Crane Pumps





Figuras 3.12 Curva característica Bomba centrifuga Deming 5562H a 1150 rpm

Fuente: Crane Pumps

### 3.2.4. Colectores de agua de proceso

Los colectores de agua de proceso distribuyen el caudal de agua desde el tanque, hasta las boquillas, repartidas a lo largo del colector. Las boquillas forman un abanico del agua de lavado que incide interior y exteriormente sobre la superficie del envase, la cual posee restos de lubricantes y emulsiones de procesos anteriores.

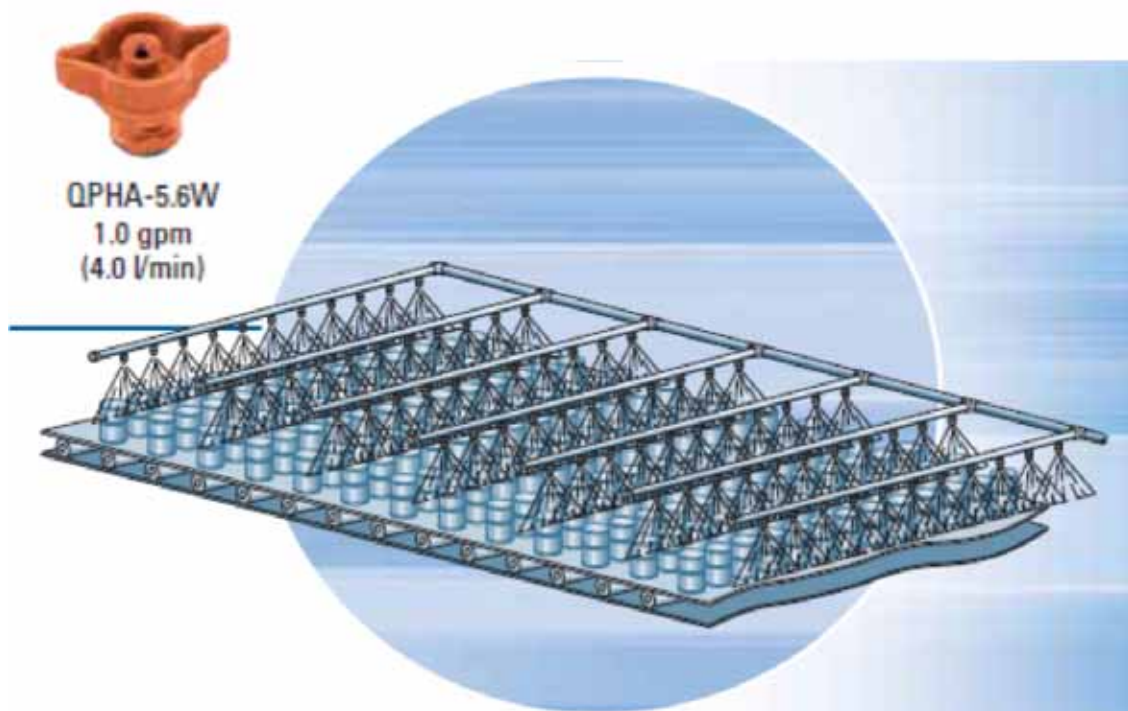


Figura 3.13. Proceso lavado envases metálicos mediante colectores con boquillas

Fuente: Spray System Co

Las boquillas usadas ProMax Quick FullJet Spray modelo QPHA-5,6W fabricadas por Spray System, aplican sobre los envases una caudal de 3,44 l/min a una presión de 2 bar, siendo el orificio de salida de un diámetro de 2,184 mm.

Performance Data																
Nozzle Inlet Conn. NPT or BSPT (M)	Spray Tip Number	Spray Tip Color	Orifice Dia. Nom. (in.)	Max. Free Passage Dia. (in.)	Capacity (gallons per minute)									Spray Angle		
					5 psi	7 psi	10 psi	15 psi	20 psi	30 psi	40 psi	60 psi	80 psi	5 psi	10 psi	80 psi
1/8, 1/4, 3/8, 1/2	QPHA-2.8W	White	.057	.040	—	—	.28	.33	.38	.45	.51	.61	.70	—	120°	102°
	QPHA-4.3W	Black	.073	.040	—	—	.43	.51	.58	.70	.79	.95	1.1	—	120°	102°
	QPHA-5.6W	Orange	.086	.040	—	.48	.56	.67	.76	.91	1.0	1.2	1.4	—	120°	102°
	QPHA-8W	Green	.098	.050	—	.68	.80	.96	1.1	1.3	1.5	1.8	2.0	—	120°	103°
	QPHA-10W	Yellow	.109	.050	.74	.86	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.2	2.5	112°	120°	103°
	QPHA-12W	Blue	.129	.050	.89	1.0	1.2	1.4	1.6	1.9	2.2	2.6	3.0	114°	120°	103°
	QPHA-14W	Red	.141	.063	1.0	1.2	1.4	1.7	1.9	2.3	2.6	3.1	3.5	114°	120°	103°

\*Foreign matter with maximum diameter as listed can pass through nozzle without clogging.

Tabla 3.03. Datos técnicos boquillas QPHA-5.6W

Fuente: Spray System Co

La distribución de los colectores para garantizar un lavado correcto debe de cubrir el área de paso de los envases en cada fase del proceso de lavado.

COLECTORES TANQUES LAVADO		TANQUE	
		1 Pre-lavado	2 Lavado
Capacidad (l)		3000	4.700
Tipo de boquilla		QPHA-5,6W	
Capacidad boquilla a 2 bar (l/min)		3,44	
Colector superior	Tubos (Unidades)	2	5
	Boquillas (Unidades)	50	125
Colector inferior	Tubos (Unidades)	3	7
	Boquillas (Unidades)	89	213
Total boquillas (Unidades)		139	338
Consumo Total (l/min)		478,16	732,72

Tabla 3.04. Configuración colectores lavado

Fuente: Cincinnati Industrial Machinery

### **3.2.5. Proceso calentamiento agua mediante quemadores gas natural**

El diseño de la instalación de recuperación de calor procedente del agua de refrigeración, requiere conocer las necesidades de aporte de calor para el calentamiento del agua de proceso. Para ello se procede a estudiar el proceso de transmisión de calor desde el serpentín por el que circula el aire caliente procedente del quemador, que se encuentran en contacto con el agua de proceso en cada uno de los tanques.

El proceso de lavado en ambos tanques es similar, el agua de proceso se calienta hasta la temperatura de trabajo, mediante el aporte de calor del serpentín calentado por el quemador.

- Prelavado  $\rightarrow 65^{\circ}\text{C}$
- Lavado  $\rightarrow 75^{\circ}\text{C}$

La bomba envía el caudal necesario a los colectores de ambos tanques hasta conseguir una presión de 2 bar, a esta presión las boquillas instaladas en los colectores rocían el agua sobre los envases. El agua rociada escurre sobre el envase con la ayuda de turbinas de aire para recogerse de nuevo y devolver a los respectivos tanques.

Durante el proceso de rociado se produce una disminución de la temperatura en el agua de proceso, esto se debe principalmente a dos factores:

- Transmisión de calor por conducción a los envases
- Transmisión de calor por convección con el aire ambiente

La temperatura de retorno al tanque, varía en función de la época del año por fluctuaciones de la temperatura ambiente. Se realiza el cálculo de la temperatura en las condiciones más desfavorables en la temperatura de retorno del agua de proceso, que como se observan en la siguiente tabla corresponde al mes de enero.

Temperaturas		
TNQ	1 Pre-lavado	2 Lavado
Temperatura impulsión (°C)	65	75
Mes	Temperatura retorno (°C)	Temperatura retorno (°C)
Enero	41,9	50,9
Febrero	44,4	53,1
Marzo	45,3	54,2
Abril	47,4	55,8
Mayo	48,9	56,9
Junio	50,2	58,9
Julio	51,8	61,0
Agosto	51,3	60,8
Septiembre	48,0	57,5
Octubre	46,3	54,9
Noviembre	44,0	53,0
Diciembre	42,0	51,2
Temperatura mínima retorno (°C)	41,9	50,9

Tabla 3.05. Relación de temperatura de retorno a tanques mensual

Fuente: Elaboración propia

Para determinar el calor aportado en cada uno de los tanques, se consideran como un volumen de control, operando de forma estacionaria. De esta forma, es posible realizar un balance de energía, para ello se utilizan los datos conocidos del proceso:

- Capacidad de tanques
- Temperaturas de impulsión y retorno

Se realiza la suposición de un caudal de impulsión igual que el caudal de retorno. A partir del consumo de las boquillas se obtiene el gasto másico en cada tanque.

• Tanque Prelavado

$$\dot{m}_1 = \frac{q_1}{60} \cdot \rho_{65^\circ\text{C}} = \frac{478.16}{60} \cdot 0.98045 = 7,8135 \text{ kg/s}$$

Siendo

$q_1 \rightarrow$  Caudal agua en el tanque de prelavado  $\left[ \frac{\text{l}}{\text{min}} \right]$

$\rho_{65^\circ\text{C}} \rightarrow$  Densidad del agua a  $65^\circ\text{C}$   $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{l}} \right]$

• Tanque Lavado

$$\dot{m}_2 = \frac{q_2}{60} \cdot \rho_{75^\circ\text{C}} = \frac{732.72}{60} \cdot 0.97468 = 11,9028 \text{ kg/s}$$

Siendo

Se define el volumen de control para realizar los balances de masa y energía, en el cual sólo existe un flujo de entrada y un flujo de salida con igual gasto másico y un aporte de calor para el mantenimiento de la temperatura de proceso en el agua.

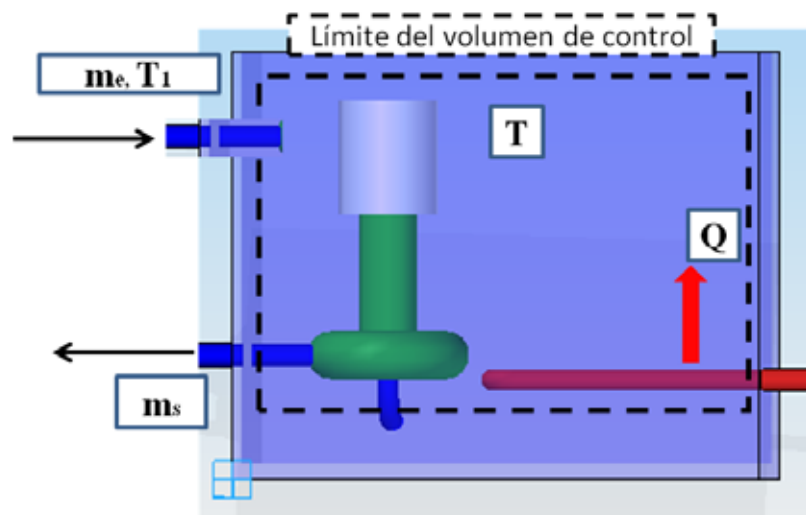


Figura 3.14. Volumen de control tanques de lavado

Fuente: Elaboración propia

El balance de materia en términos de flujo másico viene dado por

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s$$

Dado que la única transferencia de calor se produce a través del serpentín, y las variaciones de energía cinética y potencial son despreciables, el balance de energía se expresa de la forma siguiente

$$\frac{\overbrace{dU_{vc}}^0}{dt} = \dot{Q}_{vc} + \dot{m}(h_1 - h_2)$$

Donde

$$h_1 - h_2 = c_1 \cdot T_1 - c_2 \cdot T_2 + v \overbrace{(p_1 - p_2)}^0$$

Se considera que el agua está completamente mezclada y la temperatura de retorno se iguala a la temperatura del agua en cada tanque.

$$h_1 - h_2 = c_1 \cdot T_1 - c_2 \cdot T$$

$$\dot{Q}_{vc} = \dot{m}(c_2 \cdot T - c_1 \cdot T_1)$$

- Tanque Prelavado

$$\dot{Q}_{vc} = \dot{m}(c_2 \cdot T - c_1 \cdot T_1) = 7.8135(4187 \cdot 65 - 4179 \cdot 41.99) = 755,40 \text{ kW}$$



- Tanque Lavado

$$\dot{Q}_{vc} = \dot{m}(c_2 \cdot T - c_1 \cdot T_1) = 11.903(4193 \cdot 75 - 4181 \cdot 50.98) = 1206,10 \text{ kW}$$

Si se tiene en cuenta que el rendimiento de los quemadores es del 75% y el 80% respectivamente para ambos tanques, la potencia requerida total en ambas instalaciones es

$$\text{Tanque Prelavado} \rightarrow \dot{Q}_1 = \frac{755,40}{0,75} = 1007,20 \text{ kW}$$

$$\text{Tanque Lavado} \rightarrow \dot{Q}_2 = \frac{1206,10}{0,80} = 1507,625 \text{ kW}$$

$$\text{Potencia total} \rightarrow \dot{Q}_T = 2514,825 \text{ kW}$$

Estos cálculos de potencia consumida por los quemadores de los tanques, corresponden a la situación más desfavorable correspondiente al mes de enero, con diferencias más elevadas entre las temperaturas de trabajo de los tanques y las temperaturas de retorno. Para el resto de meses se calcula la diferencia de temperaturas y se obtiene un factor de corrección para la obtención del consumo de energía en cada mes y el total anual.

Teniendo en cuenta que la instalación está en funcionamiento 12 horas al día, durante 247 días al año, se obtiene la energía total utilizada anualmente para el proceso de lavado. Se incluyen los

periodos programados de paradas técnicas, que se realizan en los meses de menor demanda de envases, correspondientes a febrero y diciembre.

	Prelavado				Lavado				Total (kWh)
	T tanque (° C)	T retorno (° C)	$\Delta T$ (° C)	Factor 1	T tanque (° C)	T retorno (° C)	$\Delta T$ (° C)	Factor 2	
Enero	65	41,99	23,01	1	75	50,98	24,02	1	663913,80
Febrero	65	45,8	19,2	0,8344	75	53,6	21,4	0,8909	314439,45
Marzo	65	49,4	15,6	0,678	75	57,8	17,2	0,7161	465276,87
Abril	65	53,1	11,9	0,5172	75	60,7	14,3	0,5953	374466,93
Mayo	65	56,8	8,2	0,3564	75	64,1	10,9	0,4538	287888,85
Junio	65	59,4	5,6	0,2434	75	68,1	6,9	0,2873	179046,39
Julio	65	60,1	4,9	0,213	75	70,9	4,1	0,1707	130222,95
Agosto	65	62,3	2,7	0,1173	75	72,7	2,3	0,0958	69312,03
Septiembre	65	58,4	6,6	0,2868	75	67,5	7,5	0,3122	200544,31
Octubre	65	53,1	11,9	0,5172	75	62,05	12,95	0,5391	368101,76
Noviembre	65	47,9	17,1	0,7432	75	56,4	18,6	0,7744	505808,79
Diciembre	65	42,09	22,91	0,9957	75	51,28	23,72	0,9875	358793,01
<b>Total</b>									<b>3917815,14</b>

Tabla 3.06. Factores de corrección para la de temperatura de retorno mensual

Fuente: Elaboración propia

Consumo Energía Anual  $\rightarrow E_{\text{anual}} = 3917815,14 \text{ kWh/año}$

### 3.3.Descripción, funcionamiento y rendimiento de los intercambiadores de calor

Para lograr la transferencia de calor desde el calor residual del agua de refrigeración y el agua de proceso de la fase de lavado, se decide utilizar intercambiadores de calor. A continuación se realiza una descripción de diferentes intercambiadores de calor en función de diferentes características.

#### 3.3.1. Intercambiadores de tubos corrugados:

Los intercambiadores de tubos corrugados están diseñados fundamentalmente para funcionar en aplicaciones líquido-líquido. Poseen tubos corrugados que proporcionan mayor turbulencia que incrementa la transmisión de calor. Como ventajas sobre el tubo liso tradicional requiere de menor superficie de intercambio y reduce el coste de mantenimiento al tener menor ensuciamiento y su limpieza se realiza más fácilmente. Son de uso común en aplicaciones donde no son válidos los intercambiadores de placas.

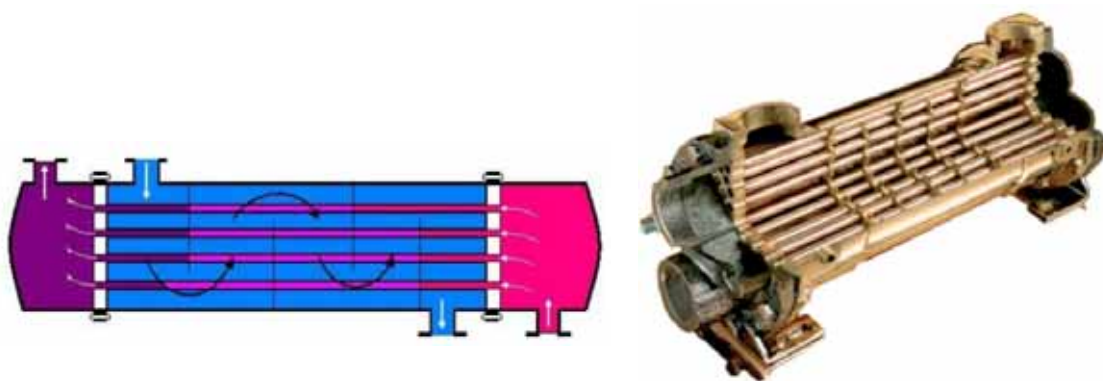


Figura 3.15. Intercambiadores de tubos corrugados

Fuente: Departamento de Ingeniería Térmica de la Universidad Carlos III de Madrid (UC3M)

Según la disposición de los tubos encontramos 3 variantes:

- Monotubo
- Multitubo
- Espacio anular

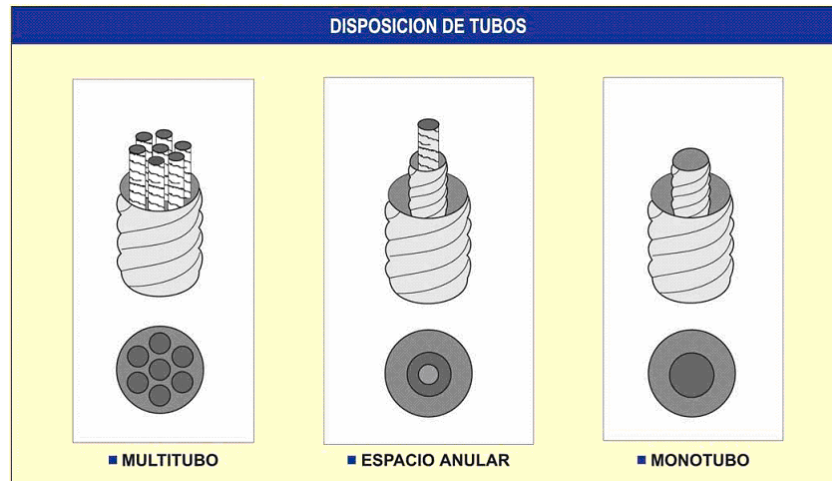


Figura 3.16. Disposición de tubos en Intercambiadores de tubos corrugados

Fuente: Departamento de Ingeniería Térmica de la UC3M

### **3.3.1. Intercambiadores aleteados:**

Los intercambiadores aleteados se diferencian de los equipos convencionales de transferencia de calor en que estos usan superficies simples como cilindros, barras o placas que constituyen las paredes conductoras entre una fuente de calor y su receptor, proporcionando la superficie necesaria para absorber o emitir calor y se conocen como superficies primarias, sin embargo en los intercambiadores aleteados añaden piezas de metal a estas superficies primarias y de esta forma se aumenta el área disponible para la transferencia de calor.

El conjunto formado por la superficie primaria y el área extra añadida se denomina superficie extendida. Las piezas o tiras metálicas que se emplean para aumentar el área de transferencia de calor de las superficies primarias se les conoce como aletas.

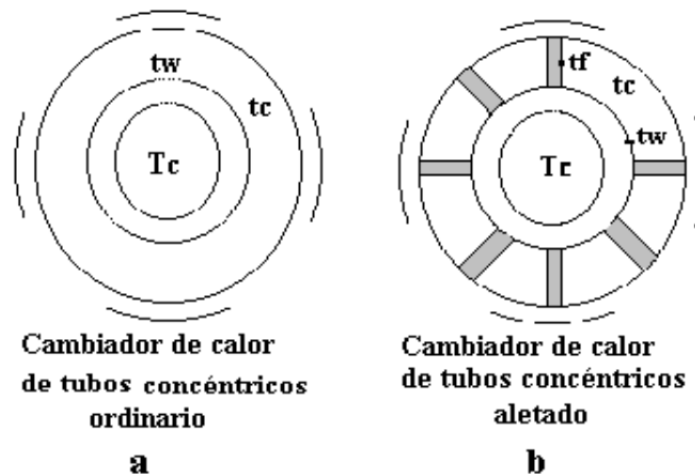


Figura 3.17. Diferencia entre una superficie aleteada y otra sin aletear

Fuente: Facultad de Química de la UNAM

El área total disponible para la transferencia de calor se ve incrementada por la superficie adicional en los lados de las aletas, lo que ocasiona un mayor intercambio de calor en relación a un cambiador sin aletas, sin embargo cada metro cuadrado de esta superficie aletada es menos efectivo que un metro cuadrado de superficie sin aletar. Refiriéndonos a la figura 3.17, opción b, hay una diferencia de temperatura  $T_w - T_c$  entre la pared externa del tubo y el fluido y otra  $T_f - T_c$  entre la superficie de la aleta y el fluido, puesto que la diferencia de temperatura efectiva entre la aleta y el fluido es menor que entre el tubo y el fluido, el resultado es una menor transferencia de calor por metro cuadrado de superficie, desde la aleta al fluido, que desde el tubo sin aletar al fluido. La diferencia de temperatura entre la aleta y el fluido

cambia continuamente con una disminución desde la base de la aleta hasta su extremidad, debido a que la velocidad de disipación de calor de la superficie por convección supera a la velocidad de transferencia de calor por conducción de la parte interna hacia la aleta.

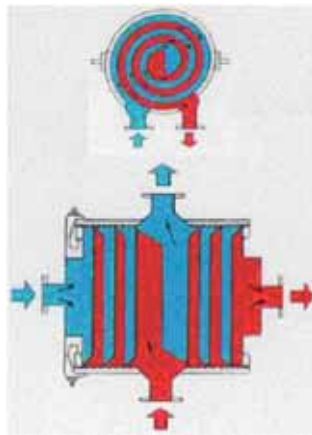


Figura 3.18. Intercambiadores Aleteados

Fuente: Departamento de Ingeniería Térmica de la UC3M

### **3.3.2. Intercambiadores en espiral:**

Son intercambiadores compactos constituidos por chapas enrolladas alrededor de un colector central cilíndrico. Por su disposición permite la limpieza mecánica de sus componentes y se elimina la posibilidad de mezcla de fluidos. De estos equipos se obtiene una alta turbulencia a bajas velocidades.



Figura 3.19. Intercambiadores en Espiral

Fuente: Departamento de Ingeniería Térmica de la UC3M

### **3.3.3. Intercambiadores de placas**

Los intercambiadores de placas consisten en un conjunto de placas preformadas con unos canales en disposición paralela por donde circulan los fluidos. Estas placas están montadas sobre un bastidor de acero y dos placas de acero sujetadas por espárragos de apriete que compactan las placas. Cada placa dispone de 4 bocas por donde circulan los fluidos en paralelo, mientras que un fluido es conducido por las placas pares y el otro por las impares consiguiendo así el necesario intercambio de calor entre ambos.

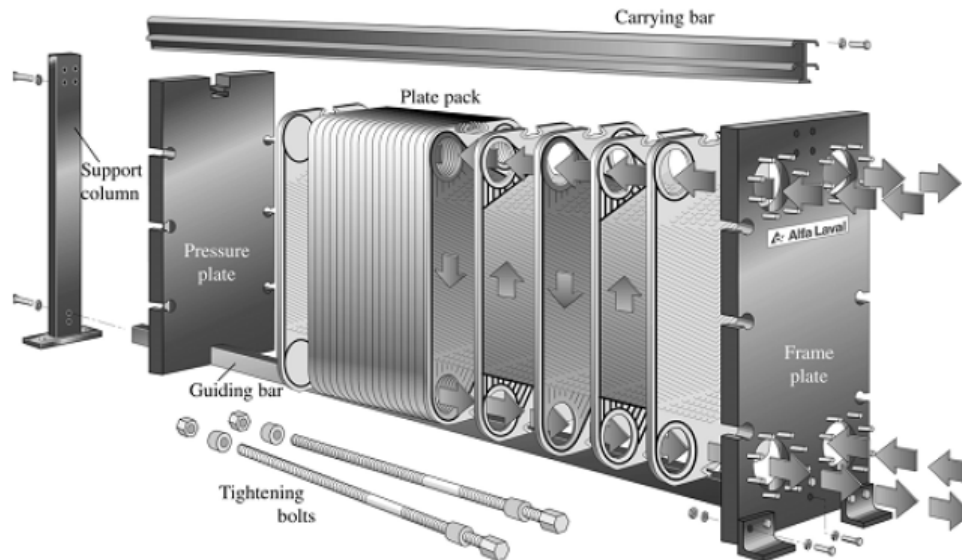


Figura 3.20. Componentes de un intercambiador de placas

Fuente: Alfa Laval.

Las placas están separadas por juntas de estanqueidad de caucho, facilitando en este caso el mantenimiento de las mismas. También se pueden configurar intercambiadores con placas soldadas sin juntas, pero elimina la posibilidad de realizar tareas de mantenimiento.

La estructura de los canales de flujo es simétrica en ambos lados, por tanto no es necesario determinar qué fluido pasará por los tubos y cuál por la carcasa como sucede en los de carcasa-tubo. Las placas presentan un relieve corrugado o acanaladuras que ayudan a inducir un alto nivel de turbulencia para velocidades medias relativamente bajas ( $0,25-1 \text{ m/s}$ ), consiguiendo regímenes turbulentos para números de Reynolds de aproximadamente 10, frente al valor 2300 correspondiente a la transición de régimen laminar a turbulento en cambiadores multitubulares. Gracias a la corrugación de las placas y el aumento de la turbulencia se consigue una mejor transferencia del



calor ( $U$  mucho mayores que en el caso de carcasa-tubo). Así, en aplicaciones agua-agua puede alcanzar valores que oscilan desde 8500 a 25000  $\text{kJ/hm}^2\text{°C}$ .

El perfil de velocidad de la unidad y la turbulencia inducida hace que los depósitos de productos sucios se puedan quitar continuamente de la superficie de transferencia de calor durante el funcionamiento; por consiguiente, se reduce la contaminación.

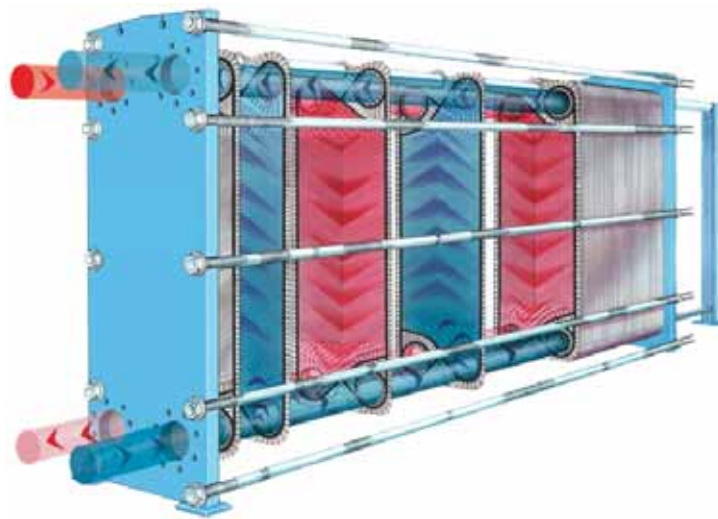


Figura 3.21. Gráfico ilustrativo del funcionamiento de un intercambiador de placas

Fuente: Alfa Laval.

Otra ventaja de este tipo de intercambiadores es que el espacio necesario es menor que otros tipos de cambiadores dada su elevada relación superficie de intercambio/volumen total, lo que supone también que la cantidad de líquido contenido por unidad de superficie de intercambio es muy baja en comparación con otros intercambiadores, lo que da lugar a menores pérdidas de fluido al abrir el cambiador, así como a menores problemas de depósito de residuos, fermentaciones, etc., en los períodos de funcionamiento,

presentando menores inercias térmicas en la puesta en marcha o en los cambios de régimen por la misma razón.

Los parámetros de mayor importancia a la hora de caracterizar este tipo de intercambiadores son el ángulo de la corrugación (ángulo de chevron), y la profundidad de la corrugación.

El primer parámetro caracteriza la mejora de la turbulencia en el intercambiador (y por tanto la transferencia de calor y las pérdidas de carga), y el segundo parámetro caracteriza el diámetro hidráulico del intercambiador.

Otros factores que se tienen en cuenta a la hora de caracterizar este tipo de intercambiadores son el factor de aumento del área de intercambio y el pitch. El factor de aumento del área de intercambio es el cociente del área de intercambio real, frente a la proyección del área en un plano paralelo al de la placa. La profundidad de la corrugación y la separación entre corrugaciones (pitch) definen este factor de aumento.

El diseño de intercambiadores de placas permite casi un número infinito de combinaciones de parámetros geométricos para el patrón de las placas, diseño de los puertos, pasajes de los canales, aunque por simplicidad se muestran los más comunes.

Normalmente todas las placas de un mismo intercambiador tienen un patrón idéntico, pero alternativamente se rotan  $180^\circ$  de forma que el patrón de dos placas adyacentes apunta a sentidos diferentes. De esta manera se forman una estructura interior en forma de celda de abeja, donde cada celda se encuentra delimitada por los puntos de contacto de las placas.

La geometría de cada celda en la estructura se determina por la forma y tamaño de las corrugaciones. La corrugación es usualmente cercana a la sinusoidal, y se describe por los siguientes parámetros:

- El ángulo chevron  $\phi$ , ó  $\beta$
- La profundidad media de la placa “b”
- La separación entre corrugaciones “ $\Lambda$ ”
- El radio de curvatura de las corrugaciones “R”

Parámetro	Mínimo	Máximo
Ángulo Chevron (°)	30	65
Profundidad de placa (mm)	1,2	5
Separación de las corrugaciones (mm)	7	15
Radio de curvatura (mm)	3	4

Tabla 3.07. Parámetros geométricos máximo y mínimo de los intercambiadores comerciales.

Fuente: Departamento de Ingeniería Térmica de la UC3M

En las figuras a continuación se muestran las tipologías de placas existentes.

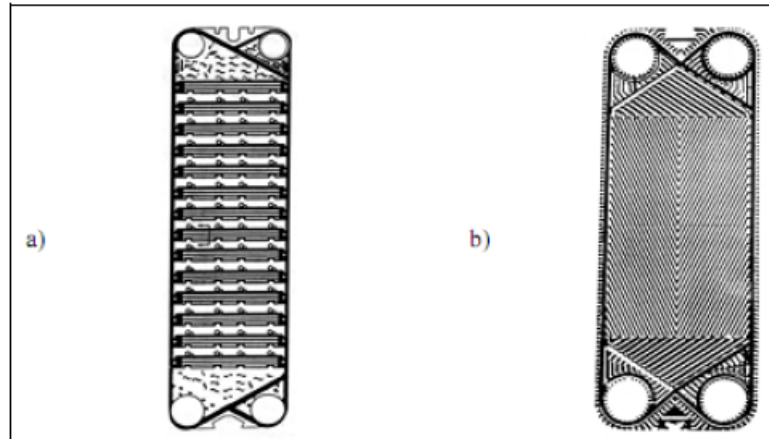


Figura 3.22. Tipos de placas: a) corrugaciones tipo “Intermating”,  
b) corrugaciones tipo “Chevron”

Fuente: Departamento de Ingeniería Térmica de la UC3M

Una vez que es elegida la tipología de placa que se desea para el intercambiador estas se unen en diversas capas formando la estructura que se observa en la siguiente figura.



Figura 3.23. Estructura de unión de las placas

Fuente: Alfa Laval

Según la forma de unión de las placas diferenciamos tres tipologías, que se observan en la siguiente figura.



Figura 3.24. Tipología de unión de las placas del intercambiador

Fuente: Alfa Laval

Las dos configuraciones de funcionamiento de los intercambiadores de placas según el flujo de los fluidos que los atraviesan son:

- Flujo paralelo
- Flujo contracorriente

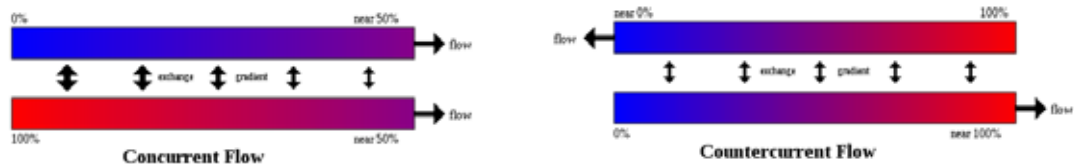


Figura 3.25. Tipología de flujo de fluidos de los intercambiadores

Fuente: Alfa Laval

### 3.4. Análisis termodinámico del proceso de recuperación de calor

Una vez conocidos los diferentes equipamientos para recuperación de calor en función de sus respectivas características y de las condiciones de proceso, se requiere desarrollar un intercambiador que obtenga el mayor aprovechamiento del agua de refrigeración de los compresores. Esto significa que el rendimiento debe ser el mayor posible, teniendo en cuenta, que se dispone de agua de refrigeración a una temperatura de 90°C que utilizaremos para el calentamiento de un caudal de agua de proceso que ha de alcanzar los 65°C en el tanque de prelavado y los 75°C en el tanque de lavado.

La transferencia de calor para el calentamiento del agua de proceso se realiza en intercambiadores de placas de la marca Alfa Laval modelo M6, que dispone de una capacidad máxima de transferencia de calor de 800 kW y un gasto másico máximo de 16 kg/s. El modelo de intercambiador elegido está diseñado para uso sanitario, requisito necesario para la circulación de agua para el lavado de envases.

	M6	
Plate types	M6, M6M, M6MD	
Frame type	FG	FD
Height, H [mm]	920	940
Width, W [mm]	320	330
Min standard length, L [mm]	500	500
Max standard length, L [mm]	1500	1500
Vertical port distance, VC [mm]	640	640
Horizontal port distance, HC [mm]	140	140
Max temperature [°C]	180	180
Max pressure [barg]	16	25
PV codes and directives*	ALS, PED, ASME	PED, ASME
Flange size	DN50/2"	DN50/2"
Pipe size	2"	
Max. flow rate [kg/s]	16	

Tabla 3.08. Intercambiador de placas, Alfa Laval modelo M6  
Fuente: Alfa Laval



Figura 3.26. Intercambiador de placas, Alfa Laval modelo M6

Fuente: Alfa Laval

Las características del intercambiador son las siguientes:

Parámetro	Descripción	Valor	Unidades
A	Área útil intercambio por placa	0,115	m <sup>2</sup>
b	Distancia entre placas	0,0024	m
L	Altura placa	0,582	m
w <sub>p</sub>	Ancho placa	0,198	m
e <sub>p</sub>	Espesor placa	0,0004	m
K <sub>AI</sub>	Conductividad térmica acero INOX	16	$\frac{W}{m \cdot K}$

Tabla 3.09. Intercambiador de placas, Alfa Laval modelo M6

Fuente: Alfa Laval

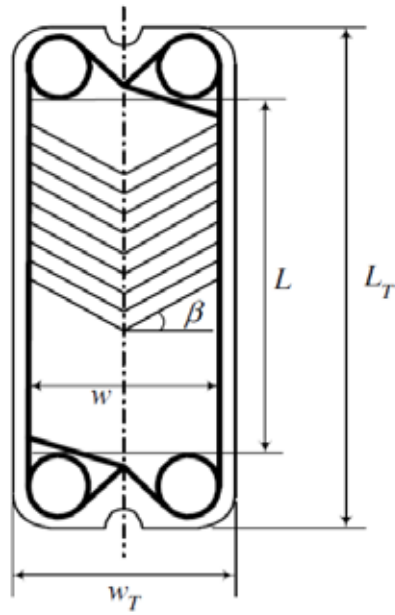


Figura 3.27. Placa tipo Chevron, del Intercambiador Alfa Laval modelo M6

Fuente: Alfa Laval

Teniendo en cuenta estos parámetros se calcula el resto de parámetros que son necesarios para el diseño del intercambiador

- — — — — —
- 
-



### 3.4.1. Diseño del intercambiador de Placas del Tanque 1 – Prelavado

Las temperaturas en los circuitos de los fluidos que atraviesan el intercambiador de calor son las siguientes:

- $T_{ce} \rightarrow$  Temperatura circuito caliente entrada = 90[°C]
- $T_{cs} \rightarrow$  Temperatura circuito caliente salida = 60[°C]
- $T_{fe} \rightarrow$  Temperatura circuito frio entrada = 40[°C]
- $T_{fs} \rightarrow$  Temperatura circuito frio salida = 65[°C]

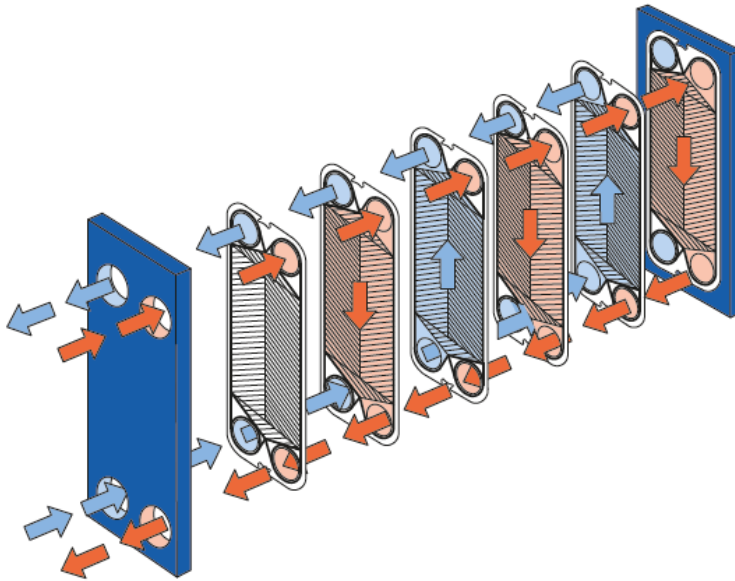


Figura 3.28. Flujos en un intercambiador de placas

Fuente: Alfa Laval

Las propiedades de los fluidos de ambos circuitos se detallan en la tabla que se muestra a continuación y servirán de base para cálculos posteriores

Propiedad	Fluido circuito caliente	Fluido circuito frío
$\rho \left[ \frac{kg}{m^3} \right]$	974,9	988,1
$c_p \left[ \frac{J}{kg \cdot K} \right]$	4193	4182
$\mu [Pa \cdot s]$	$0,38 \times 10^{-3}$	$0,549 \times 10^{-3}$
$k \left[ \frac{W}{m \cdot K} \right]$	0,668	0,644
$Pr$	2,378	3,573

Tabla 3.10. Propiedades de los fluidos de los circuitos del Intercambiador del Tanque 1

Fuente: J.P. Holman 8 edición

El gasto másico de ambos fluidos es conocido, en el caso del agua de refrigeración se dispone de dos compresores de baja presión que proporcionan el caudal de agua para recuperar el calor en dos intercambiadores iguales, en los cuales se distribuyen los caudales procedentes de la refrigeración de compresores y de agua de proceso.

REFRIGERACIÓN COMPRESORES BAJA PRESIÓN			
COMPRESOR	Caudal refrigeración (l/min)	Gasto másico (kg/s)	Temperatura salida compresor (° C)
ZR3125 VSD	125	2,031	90
ZR3125 VSD	125	2,031	90

Tabla 3.11. Propiedades de los fluidos de los circuitos intercambiadores Tanque 1

Fuente: Elaboración propia

- *Gasto másico agua refrigeración por intercambiador*

$$\dot{m}_c = 2,031 \text{ kg/s}$$

- *Gasto másico agua de proceso por intercambiador*

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{m}_f}{n} = \frac{7,8135}{2} = 3,907 \text{ kg/s}$$

Para el cálculo del intercambiador utilizamos el método de la diferencia efectiva de temperaturas. Para ello se requiere el cálculo de la cantidad de calor transmitido del fluido que circula por el circuito caliente, al fluido por el circuito frío a contracorriente, que corresponde a la expresión siguiente

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot F_i \cdot \Delta T_{lm}$$

- $U \rightarrow$  Coeficiente global de transferencia  $[W/m^2 \cdot K]$
- $A \rightarrow$  Área de transferencia  $[m^2]$
- $F_i \rightarrow$  Factor de rendimiento intercambiador placas
- (Para flujos en contracorriente  $F_i = 1$ )
- $\Delta T_{lm} \rightarrow$  Diferencia temperatura logarítmica media

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_f} + \frac{e}{k_{AI}} + R_{ce} + R_{ci}$$

Suponemos que las resistencias térmicas en ambos circuitos son iguales con un valor  $R_{ce} = R_{ci} = 1.5 \times 10^{-5} \left[ \frac{m^2 \cdot K}{W} \right]$

- $h_c \rightarrow$  Coeficiente de convección fluido caliente  $\left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$
- $h_f \rightarrow$  Coeficiente de convección fluido frío  $\left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$
- $e \rightarrow$  Espesor placa [m]
- $k_{Al} \rightarrow$  Conductividad térmica placa acero inoxidable  $\left[ \frac{W}{m \cdot K} \right]$

El cálculo de los coeficientes de convección en los fluidos se realiza por medio de la siguiente expresión:

$$h = \frac{Nu \cdot k_{fluido}}{L_c}$$

Para el caso del fluido que circula por el circuito de refrigeración del compresor la expresión particularizada es la siguiente:

$$h_c = \frac{Nu_c \cdot k_c}{L_c}$$

Y en el caso del fluido que circula por el circuito de agua de proceso

$$h_f = \frac{Nu_f \cdot k_f}{L_c}$$

donde el número de Nusselt (Nu), se calcula teniendo en cuenta que por los canales de la placa el flujo circula en régimen turbulento que conlleva al uso de la correlación

$$Nu = 0,4 \cdot Pr^{0.4} \cdot Re^{0.64}$$

- $k_{fluido} \rightarrow$  Conductividad térmica fluido
- $L_c \rightarrow$  Longitud característica

Y el número de Reynolds se calcula como:

- $Re \rightarrow$  Número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot L_c}{\mu}$$

$$Re_c = \frac{\rho_c \cdot v_c \cdot L_c}{\mu_c}$$

$$Re_f = \frac{\rho_f \cdot v_f \cdot L_c}{\mu_f}$$

$v \rightarrow$  velocidad fluido por canal de la placa

De los datos requeridos en la expresión del número de Reynolds, hay que determinar la velocidad por los canales de las placas, debido a que no tenemos datos de partida para su cálculo, realizamos una estimación del número de placas del intercambiador que se ajustará finalmente con las posteriores iteraciones del proceso de cálculo, hasta ajustar a la cantidad de placas óptimas para nuestro diseño. Por tanto, se estima que inicialmente el intercambiador tiene 100 placas.

- $v_c \rightarrow$  *velocidad fluido caliente por canal de la placa*

$$v_c = \frac{\frac{\dot{m}_c}{\frac{N-1}{2}}}{\rho_c \cdot w_p \cdot b} = 0,1486 \text{ m/s}$$

- $v_f \rightarrow$  *velocidad fluido frio por canal de la placa*

$$v_f = \frac{\frac{\dot{m}_f}{\frac{N-1}{2}}}{\rho_f \cdot w_p \cdot b} = 0,2820 \text{ m/s}$$

Una vez se conocen todos los valores necesarios para el cálculo del intercambiador, se resuelven el resto de parámetros de esta primera aproximación suponiendo que el intercambiador tiene 100 placas.

Calculo de nº de Reynolds para cada fluido:

$$Re_c = \frac{\rho_c \cdot v_c \cdot L_c}{\mu_c} = 1830,08$$

$$Re_f = \frac{\rho_f \cdot v_c \cdot L_c}{\mu_f} = 2436,61$$

Calculo de nº de Nusselt para cada fluido:

$$Nu_c = 0,4 \cdot Pr_c^{0.4} \cdot Re_c^{0.64} = 69,27$$

$$Nu_f = 0,4 \cdot Pr_f^{0.4} \cdot Re_f^{0.64} = 97,91$$

Los coeficientes de flujos convectivos para cada fluido:

$$h_c = \frac{Nu_c \cdot k_c}{L_c} = 9639,63 \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

$$h_f = \frac{Nu_f \cdot k_f}{L_c} = 13135,93 \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Con todos los datos conocidos se obtiene el valor del coeficiente global de transferencia de calor

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_f} + \frac{e}{k_{Al}} + R_{ce} + R_{ci} = 2,432 \times 10^{-4} \left[ \frac{m^2 \cdot K}{W} \right]$$

$$U = 4111,86 \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

La diferencia de temperatura logaritmica media  $\Delta T_{lm}$  se obtiene de la siguiente expresión:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})}{\ln \left( \frac{(T_{cs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fs})} \right)} = 22,40 [^{\circ}C]$$

El área total de transferencia entre fluidos queda definida de la forma siguiente:

$$A = \frac{\dot{Q}}{U \cdot F \cdot \Delta T_{lm}} = \frac{\dot{m}_f \cdot c_{pf} \cdot (T_{fs} - T_{fe})}{U \cdot F \cdot \Delta T_{lm}} = 4,433 m^2$$

Una vez calculada el área se comprueba la validez de la hipótesis realizada suponiendo que el intercambiador estuviese compuesto por 100 placas

$$N_{placas} = \frac{A}{L_{placa} \cdot w_{placa}} = 38,55 \text{ placas}$$

El resultado muestra que la aproximación del número de placas está muy por encima de la cantidad real de placas necesarias, lo que hace necesario repetir iterativamente el proceso anterior, tomando como aproximación de número de placas inicial en cada iteración un valor más cercano convergente al número de placas resultante del proceso de cálculo, da como resultado final el número de placas optimizado para el diseño del intercambiador.

En la tabla de resultados se muestran los valores calculados en cada iteración y su aproximación sucesiva al resultado final

Nº Iteración	Aprox. Nº placas	$U \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$	$A[m^2]$	Número de placas
1	100	4111,86	4,433	38,54
2	40	4966,85	3,67	31,91
3	30	5633,82	3,235	28,14
4	28	5800,60	3,143	27,32
5	27	5889,52	3,095	26,91
6	26	5982,50	3,047	26,49

Tabla 3.12. Valores calculados para la determinación del número de placas del intercambiador

El número de placas de cada uno de los 2 intercambiadores es 26.



La pérdida de carga en el intercambiador para los circuitos del fluido caliente y frío se calcula mediante la siguiente expresión

$$\Delta P_{ic} = 4 \cdot f_{sf} \cdot \frac{L_{placa}}{L_c} \cdot \frac{\rho_c \cdot v_c^2}{2}$$

$$\Delta P_{if} = 4 \cdot f_{sf} \cdot \frac{L_{placa}}{L_c} \cdot \frac{\rho_f \cdot v_f^2}{2}$$

Según la correlación de Shah y Focke  $f_{sf} = C \cdot Re^m$

Re	C	M
Re<10	17	-1
10<Re<101	6,29	-0,57
101<Re<855	1,141	-0,2
Re>855	0,581	-0,1

Tabla 3.13. Determinación constantes C y M según n° de Reynolds

Fuente: Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la UC3M

El n° de Reynolds de cada fluido determina su correspondiente  $f_{sfc}$

$$Re_c = 4318.98 \rightarrow f_{sfc} = 0,2516$$

$$Re_f = 2453.96 \rightarrow f_{sff} = 0,2445$$

Por tanto las pérdidas de carga de cada fluido en el intercambiador son

$$\Delta P_{ic \text{ caliente}} = 7314,5 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{if \text{ frio}} = 26538,67 \text{ Pa}$$

#### 3.4.2. Diseño del intercambiador de Placas del Tanque 2 – Lavado

En el caso del tanque n°2 las temperaturas en los circuitos de los fluidos que atraviesan el intercambiador de calor son diferentes debido a que requiere una temperatura mayor para el proceso de lavado, el fluido caliente se obtiene de la refrigeración de los compresores de alta presión. La relación de temperaturas para el cálculo del intercambiador es la siguiente:

- $T_{ce} \rightarrow$  Temperatura circuito caliente entrada = 90[°C]
- $T_{cs} \rightarrow$  Temperatura circuito caliente salida = 60[°C]
- $T_{fe} \rightarrow$  Temperatura circuito frio entrada = 50[°C]
- $T_{fs} \rightarrow$  Temperatura circuito frio salida = 75[°C]

Igualmente se indican las propiedades de ambos fluidos que circulan por el intercambiador en la tabla siguiente

Propiedad	Fluido circuito caliente	Fluido circuito frio
$\rho \left[ \frac{kg}{m^3} \right]$	974,9	981,7
$c_p \left[ \frac{J}{kg \cdot K} \right]$	4193	4186
$\mu [Pa \cdot s]$	$0,378 \times 10^{-3}$	$0,453 \times 10^{-3}$
$k \left[ \frac{W}{m \cdot K} \right]$	0,666	0,656
$Pr$	2,385	2,874

Tabla 3.14. Propiedades de los fluidos de los circuitos del Intercambiador del Tanque2

Fuente: J.P. Holman 8 edición

El gasto másico de ambos fluidos es también conocido en el intercambiador que calienta el agua del tanque n°2 de lavado. El agua de refrigeración procede de 4 compresores de alta presión, igualmente se realiza en 2 intercambiadores iguales la transferencia de calor

REFRIGERACIÓN COMPRESORES ALTA PRESIÓN			
COMPRESOR	Caudal refrigeración (l/min)	Gasto másico (kg/s)	Temperatura salida compresor (°C)
1 (ZR-400)	200	3,25	90
2 (ZR-400)	200	3,25	90
3 (ZR-400)	200	3,25	90
4 (ZR-400)	200	3,25	90

Tabla 3.15. Propiedades de los fluidos de los circuitos intercambiadores Tanque 2

Fuente: Elaboración propia

- *Gasto másico agua refrigeración por intercambiador*

$$\dot{m}_{TC} = \dot{m}_c \cdot n^{\circ} \text{compresores} = 6,5 \text{ kg/s}$$

Siendo

$$\dot{m}_c = 3,25 \text{ kg/s}$$

$$n^{\circ} \text{compresores} = 2$$

- *Gasto másico agua de proceso por intercambiador*

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{m}_f}{n^{\circ} \text{intercambiadores}} = \frac{11,90}{2} = 5,95 \text{ kg/s}$$

El cálculo del intercambiador para el tanque n°2 se realiza igualmente por el método de la diferencia efectiva de temperaturas, por lo tanto se siguen los pasos anteriores detallados en el caso anterior, usando el mismo modelo de intercambiador que implica los mismos datos técnicos en el mismo.

El fluido que circula por el circuito de refrigeración es igual que en el anterior caso, mientras que el fluido de agua de proceso para el tanque n°2 tiene un mayor caudal y temperatura, estas diferencias repercuten en las propiedades del fluido, lo cual obliga al cálculo del intercambiador.

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{lm}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_f} + \frac{e}{k_{AI}} + R_{ce} + R_{ci}$$

Suponemos que las resistencias térmicas se mantienen como en el anterior caso en ambos circuitos y de igual valor  $R_{ce} = R_{ci} = 1.5 \times 10^{-5} \left[ \frac{m^2 \cdot K}{W} \right]$

Al ser necesario realizar de nuevo una estimación del número de placas para el cálculo de la velocidad del fluido por los canales, se determina un número de placas de partida igual que en el caso anterior de 100 placas.

- $v_c \rightarrow$  *velocidad fluido caliente por canal de la placa*

$$v_c = \frac{\frac{\dot{m}_c}{N-1}}{\rho_c \cdot w_p \cdot b} = 0,283 \text{ m/s}$$

- $v_f \rightarrow$  *velocidad fluido frio por canal de la placa*

$$v_f = \frac{\frac{\dot{m}_f}{N-1}}{\rho_f \cdot w_p \cdot b} = 0,258 \text{ m/s}$$

Calculo de n° de Reynolds para cada fluido:

$$Re_c = \frac{\rho_c \cdot v_c \cdot L_c}{\mu_c} = 3508,98$$

$$Re_f = \frac{\rho_f \cdot v_c \cdot L_c}{\mu_f} = 2680,27$$

Calculo de n° de Nusselt para cada fluido:

$$Nu_c = 0,4 \cdot Pr_c^{0.4} \cdot Re_c^{0.64} = 105,19$$

$$Nu_f = 0,4 \cdot Pr_f^{0.4} \cdot Re_f^{0.64} = 95,39$$

Los coeficientes de flujos convectivos para cada fluido:

$$h_c = \frac{Nu_c \cdot k_c}{L_c} = 14595,01 \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

$$h_f = \frac{Nu_f \cdot k_f}{L_c} = 13036,21 \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Con todos los datos conocidos se obtiene el valor del coeficiente global de transferencia de calor

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_f} + \frac{e}{k_{Al}} + R_{ce} + R_{ci} = 2,085 \times 10^{-4} \left[ \frac{m^2 \cdot K}{W} \right]$$

$$U = 4794,79 \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

La diferencia de temperatura logaritmica media  $\Delta T_{lm}$  se obtiene de la siguiente expresión:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})}{\ln \left( \frac{(T_{cs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fs})} \right)} = 12,33 [^{\circ}C]$$

El área total de transferencia entre fluidos queda definida de la forma siguiente:

$$A = \frac{\dot{Q}}{U \cdot F \cdot \Delta T_{lm}} = \frac{\dot{m}_f \cdot c_{pf} \cdot (T_{fs} - T_{fe})}{U \cdot F \cdot \Delta T_{lm}} = 10,53 \text{ m}^2$$

Tras la realización de los cálculos correspondientes a la determinación del área, se verifica la suposición inicial del número de placas de los intercambiadores fijadas en 100.

$$N_{placas} = \frac{A}{L_{placa} \cdot w_{placa}} = 91,57 \text{ placas}$$

En esta ocasión el resultado se encuentra muy cercano a la aproximación del número de placas previa, se procede a realizar las iteraciones necesarias para ajustar completamente el número de placas de los intercambiadores tal y como se ha realizado en el tanque nº1 de pre-lavado.

En la tabla de resultados se muestran los valores calculados en cada iteración y su aproximación sucesiva al resultado final.

Nº Iteración	Aprox. Nº placas	$U \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$	$A[m^2]$	Número de placas
1	100	4794,80	10,53	91,57
2	95	4906,25	10,29	89,79
3	90	5025,33	10,05	87,37
4	88	5075,29	9,95	86,51
5	86	5126,69	9,85	85,65
6	85	5152,95	9,80	85,20

Tabla 3.16. Valores calculados para la determinación del número de placas de los intercambiadores del tanque nº2 de lavado

Fuente: Elaboración Propia

El número de placas de cada uno de los 2 intercambiadores es de 85.

La pérdida de carga en el intercambiador para los circuitos del fluido caliente y frío se calcula mediante la siguiente expresión.

$$\Delta P_{ic} = 4 \cdot f_{sf} \cdot \frac{L_{placa}}{L_c} \cdot \frac{\rho_c \cdot v_c^2}{2}$$

$$\Delta P_{if} = 4 \cdot f_{sf} \cdot \frac{L_{placa}}{L_c} \cdot \frac{\rho_f \cdot v_f^2}{2}$$



Según la correlación de Shah y Focke  $f_{sf} = C \cdot Re^m$

Re	C	M
Re<10	17	-1
10<Re<101	6,29	-0,57
101<Re<855	1.,41	-0,2
Re>855	0,581	-0,1

Tabla 3.17. Determinación constantes C y M según n° de Reynolds

Fuente: Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la UC3M

El n° de Reynolds de cada fluido determina su correspondiente  $f_{sfc}$

$$Re_c = 4135.58 \rightarrow f_{sfc} = 0,2526$$

$$Re_f = 3158.88 \rightarrow f_{sff} = 0,2595$$

Por tanto las pérdidas de carga de cada fluido en el intercambiador son

$$\Delta P_{ic\ caliente} = 6661,90\ Pa$$

$$\Delta P_{if\ frio} = 5542,78\ Pa$$

### 3.4.3. Dimensionado de Tuberías

La circulación de caudales a través de los conductos genera pérdidas por fricción con las paredes que lo contienen fundamentalmente que es necesario tener en cuenta para un correcto funcionamiento de la instalación.

Partiendo de la expresión que permite estimar el diámetro mínimo de la tubería

$$D = j \cdot C^{0.35}$$

Siendo

$$D \rightarrow \text{Diámetro [cm]}$$

$$C \rightarrow \text{Caudal} \left[ \frac{m^3}{h} \right]$$

$$j \rightarrow \text{Coeficiente para tuberías (2.2 en tuberías metálicas)}$$

Para cada circuito de los tanques de prelavado y lavado se calculan los diámetros para las tuberías de agua de refrigeración y agua de proceso

$$\text{Tanque de prelavado } D_{c1} = j \cdot C^{0.35} = 2.2 \cdot 7.5^{0.35} = 4.45 \text{ cm}$$

$$\text{Tanque de prelavado } D_{f1} = j \cdot C^{0.35} = 2.2 \cdot 14.23^{0.35} = 5.57 \text{ cm}$$

$$\text{Tanque de lavado } D_{c1} = j \cdot C^{0.35} = 2.2 \cdot 24^{0.35} = 6.69 \text{ cm}$$

$$\text{Tanque de lavado } D_{c2} = j \cdot C^{0.35} = 2.2 \cdot 21.82^{0.35} = 6.47 \text{ cm}$$

## PÉRDIDA DE CARGA EN TUBERÍA NUEVA DE HIERRO FUNDIDO

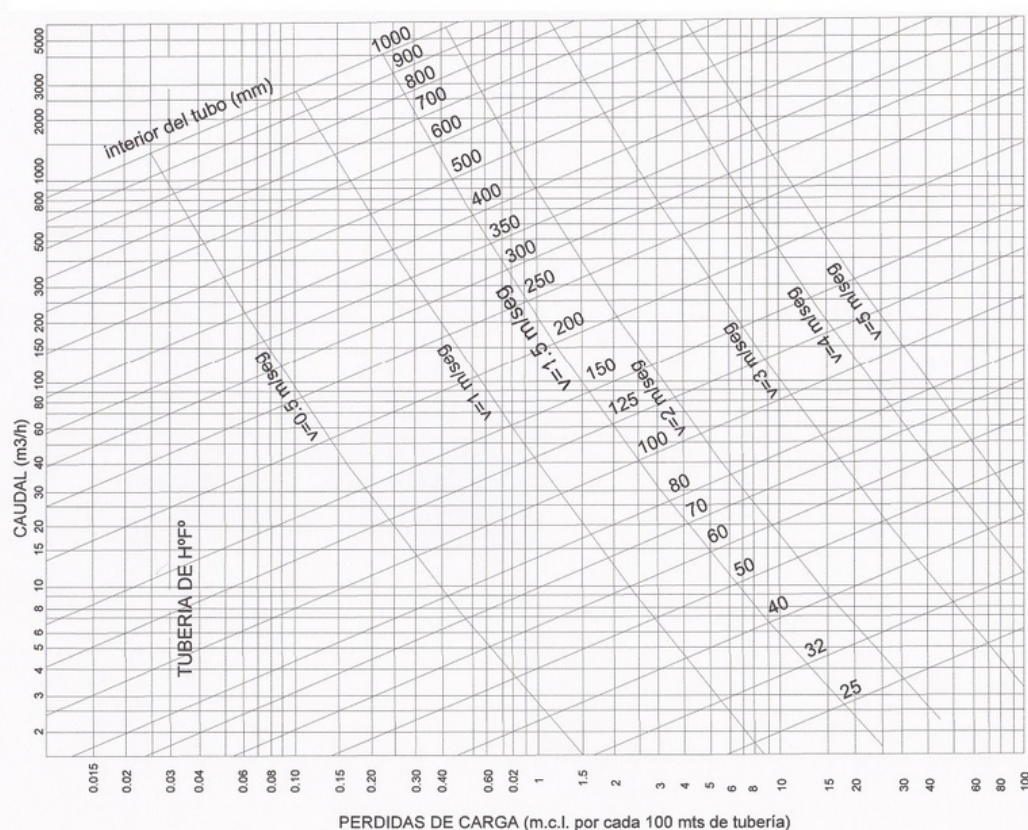


Figura 3.29. Pérdidas de carga en tuberías de hierro fundido

Fuente: Ingemecanica

Tipo de tubería	Coeficiente corrector
Hierro forjado	0,76
Acero sin soldadura	0,76
Fibro-cemento	0,80
Cemento de paredes lisas	0,80
Gres	1,17
Hierro Forjado muy usada	2,10
Hierro de paredes rugosas	3,60

Tabla 3.18. Factores de corrección para pérdidas de carga

Fuente: Ingemecanica

PERDIDAS CARGA TUBERIAS	TANQUE							
	Circuito refrigeración compresores				Circuito agua proceso			
	Rozamiento (m.c.a.)	v (m/s)	l (m)	$\Delta p$ (m.c.a.)	Rozamiento (m.c.a.)	v (m/s)	l (m)	$\Delta p$ (m.c.a.)
1 Pre-lavado	3,5	1,1	30	<b>0,798</b>	5	1,5	10	<b>0,380</b>
2 Lavado	6	2	30	<b>1,368</b>	4	1,6	10	<b>0,304</b>

Tabla 3.19. Pérdida de carga en tuberías en tubería de tanques de lavado

Fuente: Elaboración propia

Debido a la existencia de accesorios tales como codos, válvulas, etc, se estima un 20% más de pérdida de carga en las conducciones por tuberías.

La pérdida total en cada uno de los circuitos se obtiene de la suma de las pérdidas de carga en conducciones por tuberías y pérdidas de carga en los intercambiadores de calor. En los casos de los circuitos de refrigeración de los compresores, es necesario tener en cuenta la pérdida de carga en el radiador interno de cada compresor, esta pérdida de carga es conocida con la medida de presión de impulsión y retorno en la instalación inicial de los compresores

- *Circuito agua refrigeración tanque prelavado*

$$\Delta p_{1c} = \Delta p_{compresor} + \Delta p_{intercambiador} + \Delta p_{circuito} = 22030 + 7314.5 + 9158.3 \\ = 38502.8 \text{ pa}$$

- *Circuito agua proceso tanque prelavado*

$$\Delta p_{1f} = \Delta p_{intercambiador} + \Delta p_{circuito} = 26538.7 + 3683.4 = 30222.14 \text{ pa}$$

- 
- 

#### 3.4.4. Selección de bombas

Las bombas seleccionadas teniendo en cuenta el caudal requerido y las pérdidas de carga calculadas para los circuitos de agua de proceso y agua de refrigeración, son de la marca Grundfos modelo NB 50-160 de aspiración axial, la cual cumple con las necesidades del proceso según se observa en las curvas características de la bomba. Para garantizar un correcto funcionamiento de la instalación en caso de avería, se dispone de 2 bombas por circuito en paralelo que se puedan usar alternativamente.

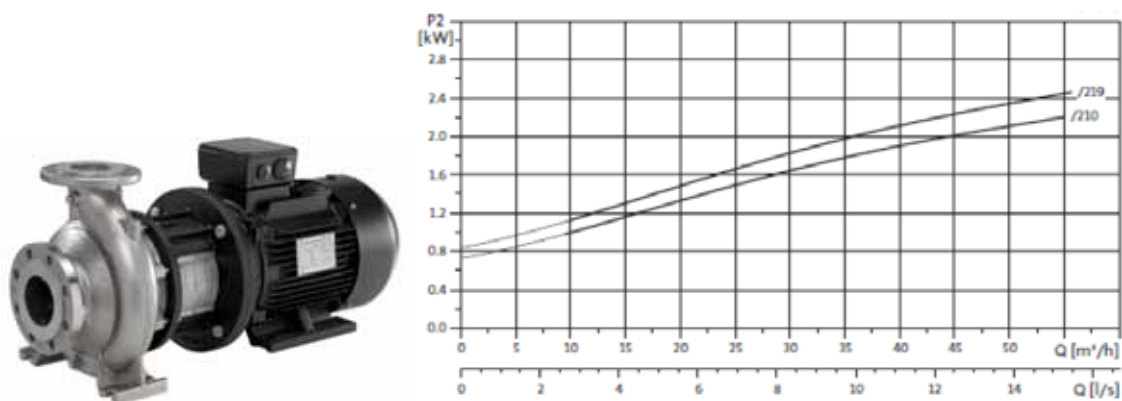


Figura 3.30. Bomba Grundfos, modelo NB 50-160, curvas características

Fuente: Grundfos

### **3.5.Reducción de emisiones por recuperación de calor**

En este proyecto la reducción de emisiones es consecuencia del ahorro que se produce en el consumo de gas natural, la recuperación de calor en el agua que refrigera los compresores que dan servicio a la instalación se utiliza en el calentamiento de agua de proceso en el lavado de los envases. Dicho proceso requiere del uso de quemadores de gas natural que emiten gases residuales a la atmosfera.

Una vez calculada la potencia total requerida para el calentamiento del agua de los tanques de lavado y prelavado, podemos obtener el consumo de gas natural que conlleva el funcionamiento de los quemadores en las condiciones de funcionamiento descritas en este proyecto. Por lo tanto las emisiones de GEI producidas por la combustión se evitan con la implantación de los intercambiadores de placas diseñados anteriormente y se calculan con el consumo de gas natural.

La energía requerida en el calentamiento de los tanques mediante gas natural es la siguiente:

$$E_{\text{anual}} = 3917815,14 \text{ kWh}$$

Una vez se conoce la energía en kWh, es necesaria su conversión a TJ para posteriormente realizar el cálculo de las emisiones de gases de efecto invernadero.

$$E_{\text{anual}} = \dot{W}_T \cdot 3600 = 1,41 \cdot 10^{10} \text{ KJ} = 14,10 \text{ TJ}$$

Una vez se ha obtenido la energía ahorrada, procedemos a calcular las emisiones de CO<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub> y N<sub>2</sub>O que se generan en la combustión del gas natural, las cuales se evita emitir a la atmosfera. La proporción de masa emitida de cada gas se obtiene a partir de los factores indicados a continuación, los cuales vienen determinados en función de la composición del gas natural y el proceso de combustión con aire.

Factores GEI Combustión Gas Natural			
	FE CO <sub>2</sub> (t/TJ)	FE CH <sub>4</sub> (t/TJ)	FE N <sub>2</sub> O (T/TJ)
Gas Natural	56,1	1 * 10 <sup>-3</sup>	1 * 10 <sup>-4</sup>

Tabla 3.20. Factores de emisión para el cálculo de las emisiones de CO<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub> y N<sub>2</sub>O de consumo de gas natural

Fuente: 2006 IPCC Guidelines for National Greenhouse Inventories

$$\text{Emisión CO}_2 \rightarrow m_{\text{CO}_2} = E_{\text{anual}} \cdot \text{FE (CO}_2) = 14,10 \cdot 56,1 = 791,24 \text{ t}$$

$$\text{Emisión CH}_4 \rightarrow m_{\text{CH}_4} = E_{\text{anual}} \cdot \text{FE (CH}_4) = 14,10 \cdot (1 \cdot 10^{-3}) = 0,014 \text{ t}$$

$$\text{Emisión N}_2\text{O} \rightarrow m_{\text{N}_2\text{O}} = E_{\text{anual}} \cdot \text{FE (N}_2\text{O)} = 14,10 \cdot (1 \cdot 10^{-4}) = 0,001 \text{ t}$$

Donde:

$m_{\text{CO}_2} \rightarrow$  toneladas de  $\text{CO}_2$

$m_{\text{CH}_4} \rightarrow$  toneladas de  $\text{CH}_4$

$m_{\text{N}_2\text{O}} \rightarrow$  toneladas de  $\text{N}_2\text{O}$

$\text{FE}(\text{CO}_2) \rightarrow$  factor de emisión del  $\text{CO}_2$  derivada de la combustión de gas natural

$\text{FE}(\text{CH}_4) \rightarrow$  factor de emisión del  $\text{CH}_4$  derivada de la combustión de gas natural

$\text{FE}(\text{N}_2\text{O}) \rightarrow$  factor de emisión del  $\text{N}_2\text{O}$  derivada de la combustión de gas natural

Para poder expresar las toneladas evitadas de estos gases ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{CH}_4$  y  $\text{N}_2\text{O}$ ) en toneladas equivalente de  $\text{CO}_2$  ( $\text{tCO}_{2\text{eq}}$ ) aplicamos los potenciales de calentamiento global indicados en el 4th Assessment Report de IPPC de 2007 que se recogen en la siguiente tabla.

GEI	GWP ( $\text{t CO}_{2\text{eq}}/\text{t}$ )
$\text{CO}_2$	1
$\text{CH}_4$	25
$\text{N}_2\text{O}$	298

Tabla 3.211. Potenciales de Calentamiento global del  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CH}_4$  y  $\text{N}_2\text{O}$

Fuente: IPCC Fourth Assessment Report 2007, tabla 2.14 Potenciales de Calentamiento Global (GWP-100)

El Potencial de Calentamiento Global define el efecto de calentamiento integrado a lo largo del tiempo que produce hoy una liberación instantánea de 1kg de un gas de efecto invernadero, en comparación con el causado por el  $\text{CO}_2$ . De esta forma, se pueden



tener en cuenta los efectos radiativos de cada gas, que evitan el retorno de la radiación más allá de la atmosfera terrestre, así como sus diferentes periodos de permanencia en ella. En este caso el potencial de calentamiento global empleado está basado en un periodo de permanencia de 100 años.

$$\text{Emisión CO}_{2\text{eq}} \rightarrow m_{\text{CO}_{2\text{eq}}} = \text{GWP}_{\text{CO}_2} \cdot m_{\text{CO}_2} = 791,24 \text{ t}$$

$$\text{Emisión CO}_{2\text{eq}} \rightarrow m_{\text{CO}_{2\text{eq}}} = \text{GWP}_{\text{CH}_4} \cdot m_{\text{CH}_4} = 0,35 \text{ t}$$

$$\text{Emisión CO}_{2\text{eq}} \rightarrow m_{\text{CO}_{2\text{eq}}} = \text{GWP}_{\text{N}_2\text{O}} \cdot m_{\text{N}_2\text{O}} = 0,42 \text{ t}$$

$$\text{Emisión total CO}_{2\text{eq}} = 792,01 \text{ t}$$

El resultado final en los cálculos de las emisiones de GEI que se evitan emitir a la atmosfera expresadas en toneladas de  $\text{CO}_{2\text{eq}}$  es de 792,01 t/año.

#### 4. VIABILIDAD ECONOMICA DEL PROYECTO

##### 4.1. Análisis de costes

El presupuesto de la instalación de de los equipos necesarios para la recuperación de calor residual en la refrigeración de compresores se detalla a continuación. En el presupuesto se detallan las principales características de los elementos, el fabricante de los equipos principales, así como los importes netos de cada uno de ellos, así mismo se han considerados también los precios de mano de obra de instalación.

Material	Unidad	Cantidad	Importe €	
			Unitario	Total

##### **Intercambiador de calor Alfa Laval M6**

Numero de placas 30				
Capacidades Típica	Ud.	2	2150	4300
Caudal de hasta 16kg				
Calentamiento de agua con vapor				
300 a 800 kW				

##### **Intercambiador de calor Alfa Laval M6**

Numero de placas 90				
Capacidades Típica	Ud.	2	2560	5120
Caudal de hasta 16kg				
Calentamiento de agua con vapor				
300 a 800 kW				

##### **Bomba Grundfos mod.NB 50-160**

Tipo de Bomba 50 Hz, 4 polos	Ud.	8	2285,9	18287,2
Presión Nominal 16				

**Tubería acero Inoxidable aisi 316 Ti**

Diámetro DN50 Espesor 1,2 mm	m	30	43,12	1293,6
---------------------------------	---	----	-------	--------

**Tubería acero Inoxidable aisi 316 Ti**

Diámetro DN65 Espesor 1,2 mm	m	50	52,35	2617,5
---------------------------------	---	----	-------	--------

**Válvula de mariposa Triple excéntrica eléctrica**

Marca Inoxvalve (para las bombas e intercambiadores DN50, DN65)	Ud.	24	78,2	1876,8
---	-----	----	------	--------

**Válvula de Vaciado**

Tipo mariposa Modelo GG25 LUG Marca VICO VALVES	Ud.	4	52,64	210,56
---	-----	---	-------	--------

**Accesorios valvulería:**

Curvas 90°, conexiones, tubo coaxial, justas estanqueidad, etc	Ud.	1	845,6	845,6
---	-----	---	-------	-------

**Caudalímetro Modelo Q4000**

Marca Elster Iberconta Diámetro DN50	Ud.	1	2065,07	2065,07
---	-----	---	---------	---------

**Caudalímetro Modelo Q4000**

Marca Elster Iberconta Diámetro DN65	Ud.	3	2076,8	6230,4
---	-----	---	--------	--------

**Variador SINAMICS G120P:**

Variador modular bajo envolvente IP55 3AC 400V hasta 90 kW, compuesto por un módulo de potencia PM + unidad de control CU230 + panel IOP/BOP-2 (o tapa ciega). Marca Siemens	Ud.	4	1.658,02	6632,08
---	-----	---	----------	---------

### **Sonda Pt100 WTR 320**

Sin rosca de sujeción				
Cabezal de acero inoxidable	Ud.	5	52,63	263,15
Cuello de 3 mm de diámetro				
Rango de medición hasta máx. 200 °C				

### **Transductor KMU 100**

Transductor para sensores Pt100				
Conexión para 2, 3 o 4 hilos	Ud.	5	61,71	308,55
Salida 4 - 20 mA				
Conexiones de aluminio o acero inoxidable				

### **Instalación con personal cualificado**

Tuberos, soldadores y especialistas para todo lo anterior y trasferencias a circuitos actuales de funcionamientos. Pruebas y puesta a punto	Ud.	1	32580,70	32580,70
---	-----	---	----------	----------

### **Insonorización**

Mediante pantalla acústica montada alrededor de los equipos instadlos en plataforma, Novel residual a 49-51 d BA	Ud.	1	7356,50	7356,50
--	-----	---	---------	---------

### **Instalación Eléctrica**

Para la alimentación de equipos, protección y maniobra.	Ud.	1	38529,00	38529,00
---	-----	---	----------	----------

### **Reforma del Colector**

de recogida de agua de proceso y retorno a los tanques	Ud.	1	5878,07	5878,07
--	-----	---	---------	---------

### **Asistencia ingeniería**

Ud.	1	3229,00	3229,00
-----	---	---------	---------

### **Filtros**

Con bridas, tamiz en acero inoxidable DN50	Ud.	1	423	423
--	-----	---	-----	-----

<b>Filtros</b>	Ud.	3	476	1428
----------------	-----	---	-----	------

Con bridas, tamiz en acero inoxidable  
DN65

<b>Importe total</b>	<b>139.474,78 €</b>
----------------------	---------------------

Tabla 4.012. Importes de los equipos para el proyecto

Fuente: Elaboración propia

Una vez conocido el coste de la instalación se procede a comprobar la viabilidad del mismo, determinando los futuros ahorro derivados de dicho proyecto frente al coste del mismo.

#### **4.2. Estudio de viabilidad**

Una vez ha sido realizado el análisis termodinámico de la instalación y se han determinado los costes que conlleva su instalación, se realiza el estudio de viabilidad de la inversión, con el cual se puede valorar la conveniencia de ejecución del proyecto y de en caso de realizarlo el periodo de retorno junto con los futuros ahorros.

La viabilidad de la inversión se centra en el ahorro de consumo de gas natural en el proceso de calentamiento de agua mediante el uso de quemadores.

El consumo anual de energía en forma de gas natural debido a los quemadores del agua de proceso de lavado se calcula con los datos de potencia requerida en ambos tanques. Estos datos han sido

calculados considerando las condiciones más desfavorables correspondientes al mes de enero, y contemplando un periodo anual de funcionamiento de 247 días al año distribuidos en jornadas semanales de lunes a viernes y en horario de 12 horas al día, realizando 2 paradas técnicas para mantenimientos e inspecciones de seguridad de 15 días cada una.

$$\text{Potencia total tanques lavado} \rightarrow \dot{W}_T = \dot{W}_1 + \dot{W}_2 = 2514,83 \text{ kW}$$

Se aplica un factor de corrección estacional para el consumo de energía debido a la diferencia de temperatura de retorno del agua según el mes del año

Mes	Días hábiles mes	Factor de corrección $\dot{W}_1$	Factor de corrección $\dot{W}_2$	Potencia corregida (kWh)
Enero	22	1	1	663913,8
Febrero	12	0,8344	0,8909	314439,4
Marzo	22	0,678	0,7161	465276,8
Abril	22	0,5172	0,5953	374466,9
Mayo	23	0,3564	0,4538	287888,8
Junio	22	0,2434	0,2873	179046,3
Julio	23	0,213	0,1707	130222,9
Agosto	22	0,1173	0,0958	69312,0
Septiembre	22	0,2868	0,3122	200544,3
Octubre	23	0,5172	0,5391	368101,7
Noviembre	22	0,7432	0,7744	505808,7
Diciembre	12	0,9957	0,9875	358793,0
TOTAL				3917815,1

Tabla 4.023. Factores de corrección de potencia estacionales

Fuente: Elaboración propia

$$\begin{aligned}\text{Consumo gas}_{\text{anual}} &= \dot{W}_{\text{Tcorregido}} [\text{kW}] \cdot 12 \left[ \frac{\text{horas}}{\text{día}} \right] \cdot 247 \left[ \frac{\text{días}}{\text{año}} \right] \\ &= 3.917815 \cdot 10^6 \text{ KWh/año}\end{aligned}$$

Aplicamos las tarifas de referencia establecidas según las tablas publicadas en el BOE por el Ministerio de Industria y Energía, por tanto según las condiciones de funcionamiento de la fábrica considerada se establece un precio de gas, incluyendo términos de potencia, energía e impuestos eléctricos, de 0,044986 €/kWh.

$$\text{Coste consumo anual gas} = \text{Consumo gas}_{\text{anual}} \cdot \text{precio kWh gas} = 176246,83 \text{ €}$$

Con los datos obtenidos, se valora la rentabilidad de la inversión considerando como ahorro el coste de gas natural anual en el que se incurre con el uso de los quemadores en los tanques de lavado.

En primer lugar se determina el valor de la inversión por medio del cash flow, que son los flujos de caja netos que proporciona la inversión realizada que recoge la empresa en un periodo de tiempo. El cash flow en un periodo es la suma de todos los cash flow anuales actualizados por medio de la tasa de descuento, que en este caso se considera el incremento del coste anual previsto para el consumo de gas natural.

- El periodo de amortización para la maquinaria es de 5 años.
- La previsión de incrementos de precios de gas natural es 0.5%

Considerando el efecto de la inflación sobre el cálculo del VAN, se toma como referencia la previsión del FMI (Fondo Monetario Internacional) de una subida en España del Índice de Precios al Consumo de un 1.5%

A continuación se realizan los cálculos de flujos de caja para el periodo de 5 años.

Año	0	1	2	3	4	5
Inversión €	139.474,80					
Ahorro gas €		176.246	177.128	178.013	178.903	179.798
Gasto mantenimiento anual €		1.200	1.218	1.236	1.254	1.273
Amortización		27.894	27.894	27.894	27.894	27.894
Beneficio antes de intereses y tasas €		147.151	148.015	148.882	149.754	150.629
Impuesto Sociedades € (30%)		44.145	44.404	44.664	44.926	45.188
<b>Cash Flow €</b>		<b>103.006</b>	<b>103.610</b>	<b>104.217</b>	<b>104.827</b>	<b>105.440</b>

Tabla 4.034. Cálculos de flujos de caja

Fuente: Elaboración propia

Se calcula mediante la expresión del VAN el valor a fecha actual de la inversión de cada año del periodo

$$VAN = -DI + \sum_{i=1}^n \frac{CF}{(1+k)^i}$$



AÑO	1	2	3	4	5
Cash Flow	103.006	103.611	104.218	104.828	105.441
$(1+k)^i$	1,02	1,03	1,05	1,06	1,08
<b>VAN ( por año)</b>	<b>101.484</b>	<b>100.571</b>	<b>99.665</b>	<b>98.767</b>	<b>97.876</b>

Tabla 4.045. Valor Actual Neto de la inversión para cada año

Fuente: Elaboración propia

El valor actual de la inversión (VAN) en el periodo considerado de cinco años es:

$$\text{VAN} = 358.889 \text{ €}$$

Se comprueba que la ejecución del proyecto reporta beneficios desde el primer año de su instalación, por tanto es viable su implantación y podemos concluir que el periodo de recuperación de la inversión es de 1 año y 5 meses.

## 5. CONCLUSIONES

Las conclusiones que se obtienen tras la realización y desarrollo del presente proyecto se resumen a continuación.

Se observa que la pérdida de calor más relevante en este proyecto, se produce en el contacto del agua de proceso desde su salida en la aspersión en los colectores, hasta su retorno al tanque, debido a la convección con el aire ambiente y conducción con los envases durante el lavado. Esta pérdida de energía se ve condicionada por la temperatura ambiente, siendo esta muy variable en función del mes.

La estacionalidad influye de forma muy importante en la necesidad de calor aportado para el calentamiento de los tanques, siendo el mes de Enero el que requiere mayor consumo energético.

La potencia requerida para el calentamiento del agua de proceso, depende del gasto másico de agua en cada circuito, la temperatura de retorno y la temperatura de trabajo de cada tanque. La potencia de aporte de calor es de 755,40kW en el tanque de prelavado y de 1206,10 kW en el tanque de lavado.

La eficiencia del proceso de recuperación de calor depende del buen funcionamiento de la refrigeración de los compresores, ya que de no ser así, no se alcanzaría la temperatura de trabajo en los tanques de lavado, necesitando un aporte adicional de los quemadores de gas natural, con lo cual se reduciría el ahorro económico y el beneficio medioambiental.

El calentamiento de agua de proceso mediante el aprovechamiento del calor residual de los intercambiadores, tiene un impacto medioambiental favorable, ya que evita la emisión de gases de efecto

invernadero a la atmósfera. Concretamente evita la emisión de 792,01 toneladas de CO<sub>2</sub> equivalente.

El valor actual de la inversión, en un horizonte a 5 años, repercute un VAN de 358.889 €

El periodo de recuperación de la inversión es de 1 año y 5 meses.

Con los resultados económicos y medioambientales obtenidos se considera que el proyecto es viable y alcanza los objetivos previstos.

## 6. BIBLIOGRAFÍA Y DOCUMENTACIÓN

- *Teoría de la combustión*, C. Sánchez Naranjo, Ed. UNED (2007)
- *Fundamentos de transferencia de calor*, Frank P. Incropera, David P. DeWitt. Ed. PHH.
- *Fundamentos de Termodinámica Técnica*, M.J. Moran, H.N. Shapiro. Ed. Reverté, S.A. (1998)
- *Ingeniería Térmica*, M. Muñoz Domínguez, A.J. Rovira de Antonio. Ed. UNED (2009)
- *Transferencia de Calor*, J.P. Holman, 8ª ed.
- *Análisis de datos de emisiones de CO<sub>2</sub> en España, Entidades sujetas a la Directiva Europea 2003/87/CE*, Arturo de las Heras Abás (2013)
- PFC “*Diseño de una Instalación Solar térmica para el suministro de agua caliente sanitaria de un edificio de viviendas en Valencia*” Antonio Sánchez Peinado (2012)
- Apuntes de la asignatura “Ingeniería Térmica I”.
- Apuntes de la asignatura “Ingeniería Fluidomecánica”
- *IPCC Fourth Assessment Report 2007*, Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC)
- *2006 IPCC Guidelines for National Greenhouse Inventories*, Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC)
- *Informe: Precio de los Hidrocarburos*. Comisión Nacional de la Energía. Enero 2012
- *Informe Mensual de Supervisión del Mercado Mayorista de Gas*, Comisión Nacional de la Energía, Diciembre 2012

Páginas web:

Proveedores:

- Alfa Laval
- Atlas Copco
- Cexco
- Cincinnati Industrial Machinery
- Crane Pumps
- Comatel
- Eclipse Combustion
- Elster Iberconta
- Goodfellow
- Grundfos
- Pce-iberica
- Spray System Co
- SPX Flow Corporation
- Varisco SPA

Otros:

- [www.uco.es](http://www.uco.es)
- [www.uc3m.es](http://www.uc3m.es)
- [www.ingemecanica.com](http://www.ingemecanica.com)
- <http://www.quimica.unam.mx/>

## 7. ANEXO 1 EQUIPAMIENTO DE LA INSTALACIÓN

En el presente anexo se detallan los equipos utilizados para la realización del proyecto



M6

### Plate Heat Exchanger

#### Applications

General heating and cooling duties. Heating by means of steam.

#### Standard design

The plate heat exchanger consists of a pack of corrugated metal plates with portholes for the passage of the two fluids between which heat transfer will take place.

The plate pack is assembled between a fix frame plate and a movable pressure plate and compressed by tightening bolts. The plates are fitted with a gasket which seals the interplate channel and directs the fluids into alternate channels. The number of plates is determined by the flow rate, physical properties of the fluids, pressure drop and temperature program. The plate corrugations promote fluid turbulence and support the plates against differential pressure.

The frame plate and the pressure plate are suspended from an upper carrying bar and located by a lower guiding bar, both of which are fixed to a support column.

Connections are located in the frame plate or, if either or both fluids make more than a single pass within the unit, in the frame and pressure plates.

#### Typical capacities

##### Liquid flow rate

Up to 16 kg/s (250 gpm), depending on media, permitted pressure drop and temperature program.

##### Water heating by steam

300 to 800 kW

#### Plate types

M6, M6-M and M6-MD

#### Frame types

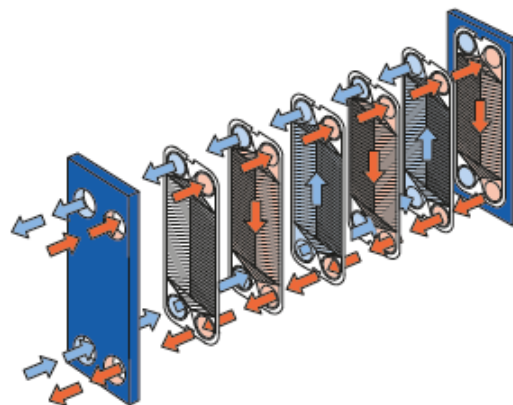
FM, FG and FD

#### Working principle

Channels are formed between the plates and the corner ports are arranged so that the two media flow through alternate channels. The heat is transferred through the plate between the channels, and complete counter-current flow is created for highest possible efficiency. The corrugation of the plates provides the passage between the plates, supports each plate against the adjacent one and enhances the turbulence, resulting in efficient heat transfer.



M6-FG



Flow principle of a plate heat exchanger

## STANDARD MATERIALS

### Frame plate

Mild steel, Epoxy painted

### Nozzles

Carbon steel

Metal lined: Stainless steel, Titanium, Alloy 254 SMO, Alloy C276

Rubber lined: Nitrile, EPDM

### Plates

Stainless steel: Alloy 316, Alloy 304, Alloy 254 SMO, Alloy C276, Titanium

### Gaskets

Nitrile, EPDM, Viton®

Other grades and material available on request.

## TECHNICAL DATA

Pressure vessel codes, PED, ASME, pvcALS™

Mechanical design pressure (g) / temperature

FM	pvcALS™	1.0 MPa / 180°C
FG	PED	1.6 MPa / 180°C
FG	ASME	162 psig / 482°F
FG	pvcALS™	1.6 MPa / 180°C
FD	PED, pvcALS™	2.5 MPa / 180°C
FD	ASME	351 psig / 482°F

## Connections

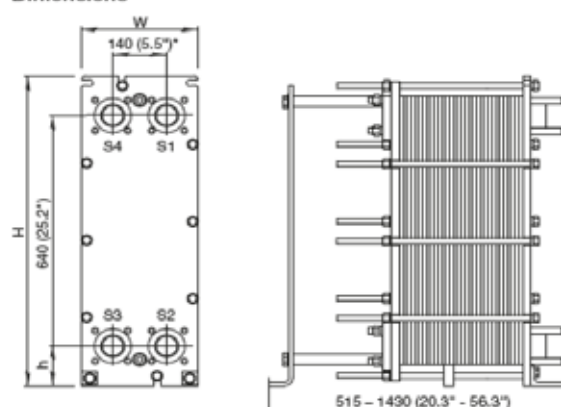
Pipe connections (not for frame type FD)

	Size:	
Straight threaded	50 mm	ISO G2*
Tapered threaded	50 mm	ISO R2*, NPT2*
Straight weld	50 mm	
Threaded inlet port	50 mm	ISO G2*

## Flange connections

	Size:	
FM	pvcALS™ 50 mm	DIN/GB/GOST PN10, ASME Cl. 150, JIS 10K
FG	PED 50 mm	DIN PN16, ASME Cl. 150
FG	ASME 2"	ASME Cl. 150
FG	pvcALS™ 50 mm	DIN/GB/GOST PN16, ASME Cl. 150, JIS 16K
FD	PED 50 mm	DIN PN25, ASME Cl. 300
FD	ASME 2"	ASME Cl. 300
FD	ALS 50 mm	DIN, GB, GOST PN25, JIS 20K

## Dimensions



\* Displacement of some connection types occur.

## Measurements mm (inch)

Type	H	W	h
M6-FM	920 (36.2")	320 (12.6")	140 (5.5")
M6-FG	920 (36.2")	320 (12.6")	140 (5.5")
M6-FD	940 (37.0")	330 (13.0")	150 (5.9")

The number of tightening bolts may vary depending on pressure rating.

## Maximum heat transfer surface

38 m² (400 sq. ft)

## Particulars required for quotation

- Flow rates or heat load
- Temperature program
- Physical properties of liquids in question (if not water)
- Desired working pressure
- Maximum permitted pressure drop
- Available steam pressure

# NB

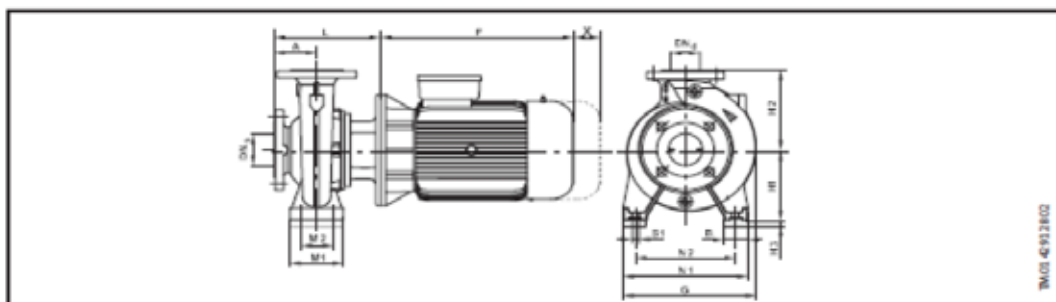
Bombas monobloc de aspiración axial  
50 Hz



BE > THINK > INNOVATE >

GRUNDFOS 





EN 1092-2 PN 16	Diámetro nominal (DN)	
	50	65
D1	50	65
D2	125	145
D3	165	185
S	4 x 19	4 x 19

## Dimensiones y pesos

Tipo de bomba	Motor [kW]	Fig.	Dimensiones [mm]																X [mm]		Altura de los calzos [mm]		Gama estándar Peso neto [kg]	Gama alta Peso neto [kg]
			DN1	DN2	A	B	E	F <sup>1)</sup>	G	H1	H2	L	M1	M2	N1	N2	S1	W	Calzo motor	Motor y soporte de motor	H4 ●	H3 ●●		
NB 50-160/161	1,1	A	65	50	100	50	-	281/267	282	160	180	246	100	70	265	212	M12	-	50	100	-	-	53	48
NB 50-160/177	1,5	A	65	50	100	50	-	281/267	282	160	180	246	100	70	265	212	M12	-	50	100	-	-	58	50

● Las patas del motor deben ser colocadas sobre calzos de altura indicada, ver "Accesorios" en la página 154.

●● Las patas del cuerpo de la bomba deben ser colocadas sobre calzos de altura indicada, ver "Accesorios" en la página 154.

1) En la columna algunos modelos están indicados con dos dimensiones F. La primera cifra se refiere a la gama estándar de motores y la segunda a la gama alta de motores.

## Datos eléctricos, gama alta

3 x 220-240Δ/3 x 380-415V V, 50 Hz

Tipo de bomba	Tipo de motor	P <sub>2</sub> [kW]	I <sub>2/1</sub> [A]	η <sub>máx</sub> [%]	Factor de potencia cos φ	n [min <sup>-1</sup> ]	I <sub>arranque</sub> I <sub>2/1</sub>
NB 50-160/161	MMG 90S-D	1,1	4,30/2,50	83,8	0,76	1430	6,3
NB 50-160/177	MMG 90L-D	1,5	5,90/3,40	85,0	0,76	1430	6,4

## Datos eléctricos, gama estándar

3 x 220-240Δ/3 x 380-415V V, 50 Hz

Tipo de bomba	Tipo de motor	P <sub>2</sub> [kW]	I <sub>2/1</sub> [A]	η <sub>máx</sub> [%]	Factor de potencia cos φ	n [min <sup>-1</sup> ]	I <sub>arranque</sub> I <sub>2/1</sub>
NB 50-160/161	MG 90SA-C	1,1	5,00/2,90	78,0	0,78-0,71	1420-1440	4,3-4,7
NB 50-160/177	MG 90LA-C	1,5	6,40/3,70	80,0	0,80-0,74	1420-1430	5,0-5,5



## PROPIEDADES DE LOS ACEROS INOXIDABLES MAS UTILIZADOS



AISI	Werkstoff No.	C Max	CONTENIDO EN PORCIENTO %													Valores	Otras
			Ni	Cr	Fe	Ti	Mn	Cu	Co	Al	Si	Mo	S Max	P Max			
AISI 304	1.4301	0,08	8-11	18-20	Resto						<=0,75	<=2,00	0,03	0,04			
AISI 304 L	1.4306	0,03	8-11	18-20	Resto						<=0,75	<=2,00	0,03	0,04			
AISI 316	1.4401	0,08	11-14	16-18	Resto		2-3				<=0,75	<=2,00	0,03	0,04			
AISI 316 L	1.4404	0,03	11-14	16-18	Resto		2-3				<=0,75	<=2,00	0,03	0,04			
AISI 316 Ti	1.4571	0,08	11-14	16-18	Resto => 5% C <= 0,60		2-3				<=0,75	<=2,00	0,03	0,04			
AISI 321	1.4541	0,08	9-13	17-20	Resto => 5% C <= 0,60						<=0,75	<=2,00	0,03	0,04			
AISI 347	1.4550	0,15	9-13	17-20	Resto						<=0,75	<=2,00	0,03	0,04	Nb + Ta = 10 x C d 1,0		
AISI 309	1.4828	0,15	12-15	22-24	Resto						<=0,75	<=2,00	0,03	0,04			
AISI 310	1.4841	0,15	19-22	24-26	Resto						<=0,75	<=2,00	0,03	0,04			
Alloy 904 L	1.4539	0,030	23-28	20-21			4-6	1-2			1,00	2,00	0,035	0,045		N: 0,050-0,10	
Monel 400	2.4360/61	0,30	>=63		<=2,5			28-34			<=0,50	<=0,30	<=2,00	0,02			
Inconel 825	2.4858	0,05	38-46	19 <sup>2</sup> -23 <sup>2</sup>	Resto	0,6-1,2	2 <sup>2</sup> - 3 <sup>2</sup>	1,5-3,0			<=0,50	<=1,5					
Hastelloy C	2.4819	0,08	Resto	14 <sup>2</sup> -20 <sup>2</sup>	4-7		15-17		<=2 <sup>2</sup>		<=1,0	<=1,0	0,03	0,04	W: 3-4		
Inconel 800	1.4826	0,1	30-34	19-22	Resto			<=0,5			<=1,0	<=1,5	0,03				
Inconel 625	2.4856	0,1	Resto	20-23	Max 5,0 <=0,40		8-10		<=1,0	<=0,40	<=0,5	<=0,5	0,015		Nb + Ta 3,15- 4,15		

# **DIMENSIONES Y PESOS DE LOS TUBOS SEGUN NORMA DIN-2463 / PIPE DIMENSIONS AND WEIGHT ACCORDING TO DIN-2463**

**DIN-2463** Tubos soldados de acero inoxidable, de acuerdo con DIN 17440 / Welded stainless steel pipes according DIN 17440

Peso / Weight: Kg/m

DN	6	8	10	15	20	25	32	40	50	65	80	
DN	6	8	10	15	20	25	32	40	50	65	80	
Ø	10,2	11,5	16	17,2	21,3	25	26,9	30	31,8	33,7	38	42,4
10	0,23	0,31	0,37	0,49	0,51	0,40	0,45	0,75	0,72	0,80	1,03	1,09
12	0,27	0,37	0,44	0,48	0,61	0,71	0,77	0,87	0,80	0,88	1,10	1,18
16	0,35	0,48	0,57	0,62	0,79	0,93	1,01	1,16	1,10	1,16	1,44	1,53
20	0,45	0,57	0,70	0,76	0,97	1,14	1,25	1,41	1,30	1,36	1,68	1,79
25	0,55	0,78	0,88	1,10	1,30	1,42	1,60	1,80	1,60	1,68	2,02	2,12
32	0,65	0,94	1,05	1,27	1,45	1,58	1,78	2,00	1,80	1,88	2,22	2,32
40	0,75	1,10	1,20	1,42	1,60	1,68	1,90	2,10	1,90	1,98	2,32	2,42
50	0,85	1,25	1,35	1,58	1,75	1,85	2,05	2,25	2,05	2,15	2,48	2,58
63	0,95	1,40	1,50	1,75	1,95	2,05	2,25	2,45	2,25	2,35	2,68	2,78
80	1,10	1,60	1,70	2,00	2,20	2,30	2,50	2,70	2,50	2,60	2,92	3,02
100	1,25	1,80	1,90	2,20	2,40	2,50	2,70	2,90	2,70	2,80	3,12	3,22

DN	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500	600	700	800	900	1000
DN	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500	600	700	800	900	1000
Ø	114,3	130	139,7	159	168,3	193,7	210,1	244,5	267	275	323,9	355,6	368	406,4	419,8
10	1,1	1,3	1,3	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,3	2,4	2,8	3,1	3,3	3,7	3,8
12	1,2	1,4	1,4	1,6	1,7	1,9	2,1	2,3	2,4	2,5	3,0	3,3	3,5	3,9	4,0
16	1,4	1,6	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,7	2,8	3,3	3,6	3,8	4,2	4,3
20	1,6	1,8	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	2,9	3,0	3,6	3,9	4,1	4,5	4,6
25	1,8	2,0	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,1	3,2	3,8	4,1	4,3	4,7	4,8
32	2,0	2,2	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,3	3,4	4,1	4,4	4,6	5,0	5,1
40	2,2	2,4	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4	3,5	3,6	4,3	4,6	4,8	5,2	5,3
50	2,4	2,6	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6	3,7	3,8	4,5	4,8	5,0	5,4	5,5
63	2,6	2,8	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8	3,9	4,0	4,7	5,0	5,2	5,6	5,7
80	2,8	3,0	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8	4,0	4,1	4,2	5,0	5,3	5,5	5,9	6,0
100	3,0	3,2	3,2	3,4	3,6	3,8	4,0	4,2	4,3	4,4	5,2	5,5	5,7	6,1	6,2
125	3,2	3,4	3,4	3,6	3,8	4,0	4,2	4,4	4,5	4,6	5,4	5,7	5,9	6,3	6,4

DN	STANDARD ISO 15000 - 1.500 TO 15000 mm (1.500 TO 15000 IN.)												
	6	8	10	12	16	18	20	22	25	28	32	36	40
Ø	10,2	11,5	16	17,2	21,3	25	26,9	30	31,8	33,7	38	42,4	46,5
10	0,23	0,31	0,37	0,49	0,51	0,40	0,45	0,75	0,72	0,80	1,03	1,09	1,18
12	0,27	0,37	0,44	0,48	0,61	0,71	0,77	0,87	0,80	0,88	1,10	1,18	1,27
16	0,35	0,48	0,57	0,62	0,79	0,93	1,01	1,16	1,10	1,16	1,44	1,53	1,62
20	0,45	0,57	0,70	0,76	0,97	1,14	1,25	1,41	1,30	1,36	1,68	1,79	1,88
25	0,55	0,78	0,88	1,10	1,30	1,42	1,60	1,80	1,60	1,68	2,02	2,12	2,21
32	0,65	0,94	1,05	1,27	1,45	1,58	1,78	2,00	1,80	1,88	2,22	2,32	2,41
40	0,75	1,10	1,20	1,42	1,60	1,68	1,90	2,10	1,90	1,98	2,32	2,42	2,51
50	0,85	1,25	1,35	1,58	1,75	1,85	2,05	2,25	2,05	2,15	2,48	2,58	2,67
63	0,95	1,40	1,50	1,75	1,95	2,05	2,25	2,45	2,25	2,35	2,68	2,78	2,87
80	1,10	1,60	1,70	2,00	2,20	2,30	2,50	2,70	2,50	2,60	2,92	3,02	3,11
100	1,25	1,80	1,90	2,20	2,40	2,50	2,70	2,90	2,70	2,80	3,12	3,22	3,31

**DIN-2463** Tubos de precisión soldados de acero inoxidable austeníticos / Welded precision pipes of austenitic stainless steel

TOLERANCA POSITIVO NEGATIVO	
STRAIGHT PIPE TOLERANCE	
Tolerância relativa para diâmetros exteriores	
Positive tolerance for external diameter	
Ø0	± 0,02
Ø1	± 0,25 / 0,10 / 0,15 ou ± 0,25
Ø2	± 0,50 / 0,15 / 0,20 ou ± 0,50
Ø3	± 0,75 / 0,20 / 0,25 ou ± 0,75
Ø4	± 0,75 / 0,25 / 0,30 ou ± 0,75

TOLERANCA PARA TUBO RECTO	
STRAIGHT PIPE TOLERANCE	
Tolerância para tubo reto especificada para tubos de aço carbono, aço inoxidável e alumínio	
T0	± 0,30
T1	± 0,35
T2	± 0,40
T3	± 0,45
T4	± 0,50

## INFORMACIONES TECNICAS

## TECHNICAL INFORMATION

La presión máxima admisible en la tubería viene dada por la fórmula siguiente de USAS B31.3-1966:

$$P = \frac{2 S (t - C)}{D - 2 Y (t - C)}$$

Y el grosor de la pared "t" necesaria para resistir una presión de servicio P, por la fórmula:

$$t = \frac{P \times D}{2 S + 2 Y P} + C$$

por las que:

P= presión de servicio máximo en bar

S= límite de trabajo máximo admisible en bar

D= diámetro exterior del tubo en cm

t= grosor de la pared en cm (No olvidar la tolerancia de la pared que es en el máximo el 87,5% del espesor nominal)

C= el sobre espesor previsible por la corrosión en cm  
y= coeficiente teniendo los valores siguientes para los aceros austeníticos:

0,4 para las temperaturas hasta 566° C inclusive

0,5 para 593° C

0,7 para las temperaturas iguales o superiores a 621° C

A) El límite de trabajo máximo admisible indicado en esta tabla está igualmente dado en la tabla 302-3-1A, apéndice A de las USAS B31.3-1966 para los tubos sin soldadura (ASTM A312).

B) Esta tabla indica la presión admisible de una parte solamente de los metales de los que se fabrican.

C) Mas allá de 650° C, una fragilización por formación de fase Sigma puede aparecer en los aceros austeníticos. Es aconsejable en este caso utilizar aleaciones resistentes a esta fragilización tales como las aleaciones Incoloy 800, Incoloy 825, Inconel 600 e Inconel 625. Consultarnos para la elección de la mejor aleación.

1) Esta presión no tiene en cuenta ni los choques ni la corrosión.

2) Ver "Características mecánicas comparadas a alta temperatura de los aceros inoxidables austeníticos tipo 316 y 316L".

Maximum working pressure is obtained by USAS B31.3 1966 formula as follows:

$$P = \frac{2 S (t - C)}{D - 2 Y (t - C)}$$

And thickness of "t" wall required to resist a P working pressure is obtained by following formula:

$$t = \frac{P \times D}{2 S + 2 Y P} + C$$

P= Maximum working pressure in bar

S= Maximum admissible working limit in bar

D= External diameter of the pipe in cm.

t= Wall thickness in cm. ( Do not forget the wall tolerance, that is maximum 87,5% of nominal thickness )

C= Foreseeable over-thickness by corrosion in cm.

Y= Coefficient, having following values for austenitic steels:

0,4 for temperatures till 566° C

0,5 for 593° C

0,7 for temperature of 621° C and above.

A) Maximum admissible working limit indicated in this chart is also given in chart 302 3 -1A, appendix A of USAS B31.3-1966 for seamless pipes.

B) This chart shows maximum working pressure of only a part of steels of which fittings are made.

C) Over 650° C, austenitic steels can become fragile due to formation of Sigma phase. In this case, it is recommendable to use alloys that can resist this phenomenon as Incoloy 800, Incoloy 825, Inconel 600 and Inconel 625. Please contact us to decide the best alloy.

1) This pressure do not consider shocks and neither corrosion.

2) See " Compared mechanical characteristics at high temperature of austenitic stainless steels type 316 and 316L.




## CARACTERÍSTICAS



## Válvula de mariposa Triple excéntrica eléctrica

### Consultar

 Share

#### DESCRIPCIÓN DEL PRODUCTO:

**Marca:** 1. INOXVALVE

**Referencia:** 0-M27S3-00

Material del cuerpo disponible: WCB, CF8, CF8M.  
Material del disco disponible: CF8, CF8, CF8M.  
Medidas: desde DN50 a DN1200.  
Presión nominal: PN10 ~ PN63; 150# ~ 300#.  
Conexión entre bridas.  
Otras conexiones: LUG, WAFER.  
Tres tipos de asiento según temperatura.  
Asiento PTFE para temperaturas: -20° C ~ 160° C.  
Asiento metal para temperaturas: -20° C ~ 230° C.  
Asiento metal + Grafito: -20° C ~ 425° C.  
Clase de estanqueidad fuga V en asiento metal.  
Clase de estanqueidad fuga cero en asiento blando.  
Diseño y fabricación estándar según GB/T-12238.  
Dimensiones face to face según GB/T12221.  
Especialmente recomendada para en industrias petroquímica, pastera y papelera, energética, metalúrgica y farmacéutica.  
Eje con rodamientos superior e inferior auto lubricantes.  
Válvula con **diseño de triple excentricidad**.

#### Accesorios disponibles:

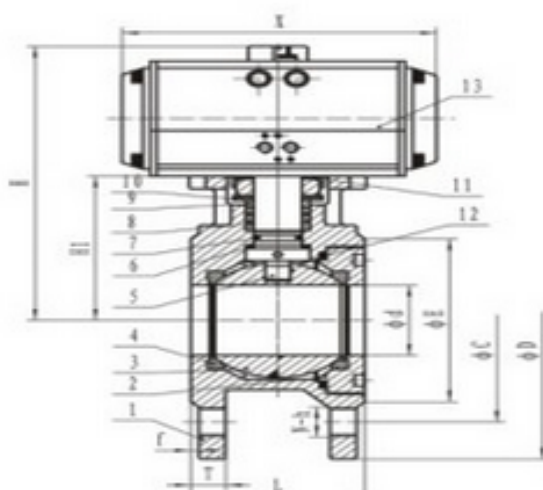
- Actuador neumático de simple o doble efecto.
- Actuador eléctrico.
- Posicionador electro-neumático.
- Fianles de carrera mecánicos o industivos.
- Electroválvula.

SIZE	DN15	DN20	DN25	DN32	DN40	DN50	DN65	DN80	DN100
PN	10-40						10,16		
L	42	44	50	60	65	80	110	120	150
d	15	20	25	32	38	50	65	76	94
E	45	58	68	78	88	102	122	138	158
C	65	75	85	100	110	125	145	160	180
D	95	105	115	140	150	165	185	200	220
f	2	2	2	2	3	3	3	3	3
T	9	9	9	12	13	20	18	20	20
H	140	145	169.5	179.5	206.7	214.7	239	248	294
H1	48	53	62	72	78	86	102.5	111.5	139
X	147		168		204		262		268
Y1	30		136		46		50		57.5
Y2	41.5		47		57		58.5		64
M	14		18		21		21		26
P	9	9	11	11	14	14	17	17	22
A1	3	3	3	3	3.5	3.5	4.5	4.5	
A2	3	3	3.5	3.5	4.5	4.5	5.5	5.5	5.5
B1	36	36	42	42	50	50	70	70	
B2	42	42	50	50	70	70	102	102	102
N	4	4	4	4	4	4	4	8	8
h	M12	M12	M12	M16	M16	M16	M16	M16	M16

FEATURES:  
 PN10-40  
 FULL PORT  
 INVESTMENT CASTING  
 BLOW-OUT PROOF STEM  
 ISO5211 MOUNTING PAD  
 PED97/23/EC APPROVED  
 CASTING APPROVED  
 AD2000-W0  
 DESIGN:EN12516  
 END FLANGE:DIN2542-  
 DIN2545  
 INSPECTION  
 TESTING:DIN3230,EN12266

# MATERIAL LIST

ITEM	DESIGNATION	MATERIAL
1	BODY	1.4308/1.4408
2	CAP	1.4308/1.4408
3	BALL	CF8/CF8M
4	SEAL	RPTFE
5	STEM	304/316
6	STEM PACKING	PTFE
7	O-RING	NBR
8	STEM SRAT	PTFE
9	GLAND	304/316
10	SPRING WASHER	304/316
11	WASHER	304/316
12	BODY PACKING	PTFE
13	ACTUATOR	PNEUMATIC







## Válvula de mariposa GG25 LUG

### Consultar

 Share

#### DESCRIPCIÓN DEL PRODUCTO:

**Marca:** 4. VICO VALVES

**Referencia:** 0-VMB-H

Material del cuerpo: GG25 (hierro fundido).  
Disco: GG25, GGG40 ó acero inoxidable.  
Asiento: NBR, EPDM o VITTON. Otros consultar.  
Conexión: Bridas LUG DIN PN10/16 ó ANSI 150#.  
Medidas: desde 1" á 24".  
Máxima presión de trabajo 10 Bar (150 PSI).  
Temperatura: en base al asiento seleccionado, consultar.  
Accionamiento por palanca o reductor de engranajes.  
Posibilidad actuador neumático o eléctrico (conexión ISO 5211).

### Datos metrológicos

### Caudal Alto

Calibre			50	65	80	100	125	150	200
Caudal máximo	Q4 (±2%)	m³/h	79	125	200	313	500	788	1.250
Caudal nominal	Q3 (±2%)	m³/h	63	100	160	250	400	630	1.000
Caudal de transición	Q2 (±2%)	l/h	260	400	640	1.000	1.600	2.600	4.000
Caudal mínimo	Q1 (±5%)	l/h	160	250	400	630	1.000	1.600	2.500
Pérdida de carga	Q4	bar	<0,1						

### Dimensiones y pesos

Longitud	L	(mm)	200	200	200	250	250	300	350
Altura con tapa cerrada	H2	(mm)	258	278	289	314	345	400	455
Diámetro del tubo	H1	(mm)	102	121	133	159	190	216	272
Peso aproximado		(Kg)	4,5	5	6	7,5	9,5	15	20

### Datos metrológicos

### Caudal Bajo

Calibre			50	65	80	100	125	150	200
Caudal máximo	Q4 (±2%)	m³/h	50	79	125	200	313	500	788
Caudal nominal	Q3 (±2%)	m³/h	40	63	100	160	250	400	630
Caudal de transición	Q2 (±2%)	l/h	160	260	400	640	1.000	1.600	2.600
Caudal mínimo	Q1 (±5%)	l/h	100	160	250	400	630	1.000	1.600
Pérdida de carga	Q4	bar	<0,3						

### Dimensiones y pesos

Longitud	L	(mm)	200	200	200	250	250	300	350
Altura con tapa cerrada	H2	(mm)	258	268	284	302	329	358	428
Diámetro del tubo	H1	(mm)	102	121	133	159	190	216	272
Peso aproximado		(Kg)	4,5	5	6	7,5	9,5	15	20

### Otros datos

Calibre	50	65	80	100	125	150	200
Vida útil de la batería	10 años a una temperatura ambiente de 30 °C						
Indicación máxima	m³			1.000.000			



### Garantía:

Los equipos están garantizados por dos años contra todo defecto de fabricación en su funcionamiento y/o materiales, a partir de la fecha de entrega. Esta garantía se entiende como la sustitución de la pieza o piezas en nuestros talleres. La garantía no cubre daños ocasionados por una instalación incorrecta, manipulación errónea, causas de fuerza mayor, o si los datos aportados no se ajustan a las condiciones reales de trabajo. De la misma manera, quedaría excluida de la garantía la ruptura o avería por congelación del fluido que hay en su interior y el consiguiente aumento del volumen del mismo. Para todo lo no recogido en este resumen, se aplica la condición de garantía, que está a su disposición en las condiciones generales de Elster.



## SINAMICS G120P inverters

### Modular Frequency Inverter for Pumps, Fans, and Compressors

#### Overview

- ✓ SINAMICS G120P – Description
- ✓ SINAMICS G120P – a brief Summary of its Strengths
- ✓ SINAMICS G120P – Technical Data
- ✓ SINAMICS G120P – Typical Uses

#### SINAMICS G120P – Description

The SINAMICS G120P is ideal for building automation, water and process industries. It has been specially designed for the industrial environment as well as for applications in heating, ventilation, and air-conditioning. The SINAMICS G120P is a cost-effective, efficient, and easy-to-operate frequency inverter for pumps, fans, and compressors with a wide range of functions. SINAMICS G120P is built up as a modular inverter system consisting of Control Unit, Power Modul, and Operator Panel (IOP = Intelligent Operator Panel, or BOP-2 = Basic Operator Panel) or blanking plate. The Control Unit supports communications to a local control as well as to monitoring devices and equipment. Depending on the degree of protection the power module supplies motors in a power range from 0.37 kW up to 90 kW (0.5 hp up to 125 hp)



SINAMICS G120P

#### SINAMICS G120P – a brief Summary of its Strengths

- **SINAMICS G120P offers high user-friendliness:**  
Integrated application-specific wizard and macros for easy start-up and commissioning  
Easy-to-use facilities for diagnostics and maintenance.
- **SINAMICS G120P offers functions to exploit energy efficiency in the entire process chain:**  
Low apparent power consumption thanks to efficient inverter topology.  
Inverter efficiency >97%  
Software functions such as eco mode, hibernation, bypass mode for optimum adjustment to the operating point
- **Efficient and consistent solutions**  
via Totally Integrated Automation (TIA), consistency from SINAMICS through to the automation level

#### SINAMICS G120P – Technical Data

Voltage and power ranges	3-ph. 380 V – 480 V AC $\pm$ 10%
	IP20: 0.37 kW to 75 kW (0.5 hp to 100 hp)
	IP55: 0.37 kW to 90 kW (0.5 hp to 125 hp)
Types of control	Vector control, FCC (Flux Current Control), multipoint characteristic (parameterizable V/f characteristic), V/f characteristic
Degree of protection	IP20/UL Open Type IP55/UL Type 12

#### SINAMICS G120P – Typical Uses

The new SINAMICS G120P frequency inverter is the perfect solution for applications, such as closed-loop speed control for ventilation fans, circulating pumps for heating and cooling systems, booster pumps, or pumps for level control.

#### Tags

SINAMICS G120P pump fan and compressor inverters, SINAMICS G120P Pump-Fan-Compressor Inverters, SINAMICS G120P pump, fan and compressor inverters, **SINAMICS G120P**, Pump-Fan-Compressor inverters SINAMICS G120P



Sonda Pt100 WTR 320

- Rosca de sujeción inyectada en la armadura protectora
- Pt100 integrada directamente en la armadura protectora
- Pt100 de 3 hilos clase A
- Posibilidad de reducir la rosca de sujeción : un cuello de 3 mm
- De acero inoxidable
- Posibilidad de conexión al [transductor KMU 100](#)

#### Especificaciones técnicas

Carcasa	Armadura protectora: acero inoxidable 1.4571 Cabezal: acero inoxidable
Diámetro	6 x 1 mm opcional: reducción del cuello a 3 mm
Longitud en mm	50, 100, 160, 200, 250, 300
Tipo de Pt100	3 hilos
Rango de medición	-50 ... +200 °C
Clase de precisión	clase A

## Transductor de temperatura KMU 100

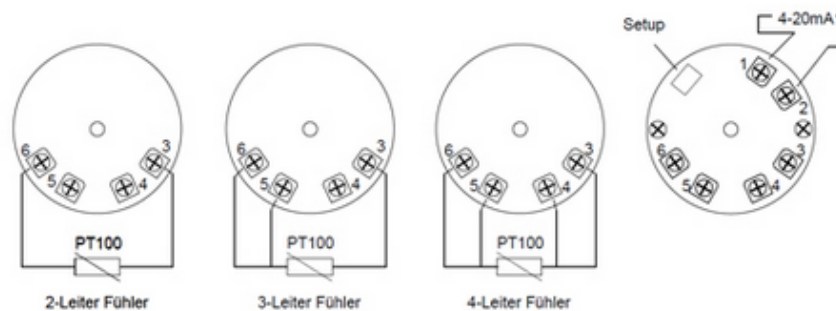


- Transductor para sensores Pt100
- Instalación en cabezales de aluminio y acero inoxidable
- Alimentación por bucle de 4 a 20 mA
- Alta precisión
- Cable interfaz y software opcional
- Rango de medición hasta 650 °C
- Apto para todos los sensores de resistencia WTR
- Alimentación universal hasta 35 V

### Especificaciones técnicas

Carcasa	Plástico PC Diámetro: 44 mm x altura: 22,5 mm Orificio central de 7 mm Sujeción 2 tornillos M4 para carcasa DIN B
Entrada	Pt100 de 2, 3 o 4 hilos
Salida	4 ... 20 mA Carga máxima 21 mA Carga mínima 3,5 mA
Rango de medición	-200 ... 650 °C
Intervalo	min. 10 K
Precisión	$\leq \pm 0,1$ % del valor final
Temperatura operativa	-40 ... 85 °C
Conexión eléctrica	terminal de tornillo 1,5 mm <sup>2</sup>
Alimentación	10 ... 35 V DC Tensión residual máx. $\pm 5$ %

### Imagen de las conexiones del transductor de temperatura





Cert. No. LRQ 0963008

ISO 9001

# spirax/sarco

TI-P064-02  
ST Issue 10

## Filtros de acero al carbono Fig 34 Material ASTM

### Descripción

El Fig 34 es un filtro con bridas en acero del tipo Y. Está disponible en versión con material según ASTM. Las perforaciones de tamices estándar son de 0,8 mm en los tamaños de DN15-80 y de 1,6 mm en los tamaños de DN100-200. Bajo pedido se pueden suministrar otras perforaciones y mallas así como material del tamiz en Monel. Asimismo se puede suministrar la tapa con tapón de purga o válvula. NB: Disponible bajo pedido filtro de acero al carbono para baja temperatura.

### Normativas

Este producto cumple con los requisitos de la Directiva Europea de Equipos a Presión 97/23/EC.

### Certificados

Dispone de certificado de material 1020422 como estándar y EN 10204 3.1 B para cuerpo y tapa bajo pedido especial. Nota: Los certificados/requerimientos de inspección deben solicitarse con el pedido.

### Extras opcionales

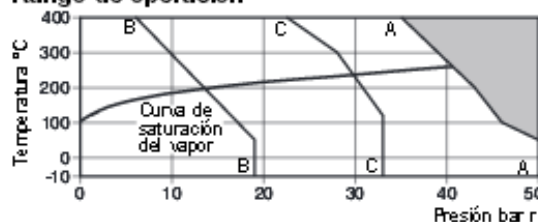
#### Tamiz

Acero inoxidable	Perforaciones	1,6 mm (DN15 a DN80)
	Mesh	3 mm (DN15 a DN200)
Monel	Perforaciones	0,8 mm (DN15 a DN80)
		1,6 mm (DN100 a DN200)
	Mesh	3 mm (DN15 a DN200)

Conexiones para válvula o tapón de purga. La tapa puede ser taladrada en los siguientes tamaños para facilitar el montaje de válvula o tapón de purga.

Tamaño filtro	Válvula de purga	Tapón de purga
DN15	1/4"	1/4"
DN20 y DN25	1/2"	1/2"
DN32 y DN40	1"	3/4"
DN50 a DN125	1 1/4"	3/4"
DN150 y DN200	2"	3/4"

### Rango de operación



■ B filtro no puede trabajar en esta zona.

A - A Bidas ANSI 300 C - C Bidas JIS/KS 20

B - B Bidas ANSI 150

Condiciones de diseño del cuerpo PN50/ANSI 300

PMA Presión máxima admisible 50 bar r a 37,7°C

TMA Maximum allowable temperature 398,8°C a 34,8 bar r

Temperatura mínima admisible -10°C

PMO Presión máxima de trabajo 50 bar r a 37,7°C

TMO Temperatura máxima de trabajo 398,8°C a 34,8 bar r

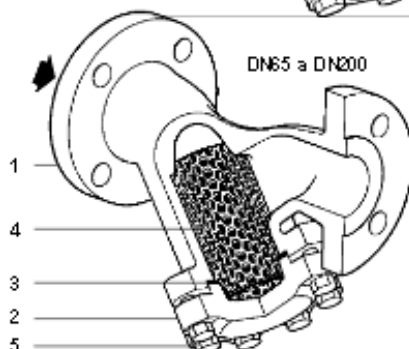
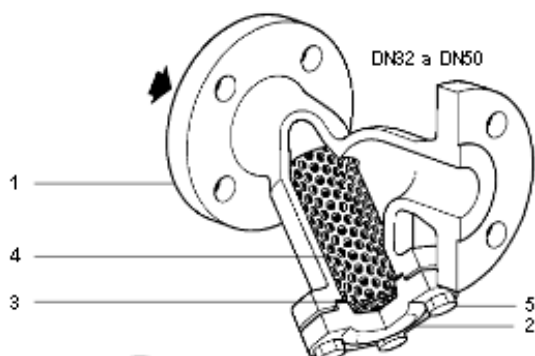
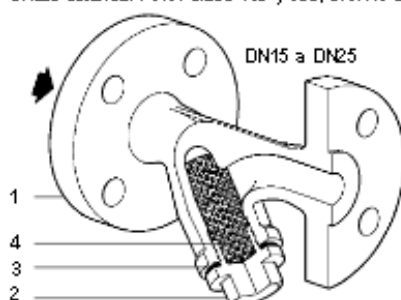
Temperatura mínima de trabajo -10°C

Nota: Para temperaturas inferiores consultar con Spirax Sarco.

Prueba hidráulica: 78 bar r

### Tamaños y conexiones

DN15, DN20, DN25, DN32, DN40, DN50, DN65, DN80, DN100, DN125, DN150 y DN200. Bidas estándar ANSI Clase 150 y 300, JIS/KS 20.



### Materiales

No.	Parte	Material
1	Cuerpo	Acero al carbono ASTM A216 WCB
2	Tapa	DN15 - DN50 Acero forjado A105N DN65 - DN200 Acero al carbono ASTM A216 WCB
3	Junta tapa	Grafito laminado reforzado
4	Tamiz	Acero inoxidable ASTM A240 316L
5	Tomillos	Acero al carbono ASTM A193 B7



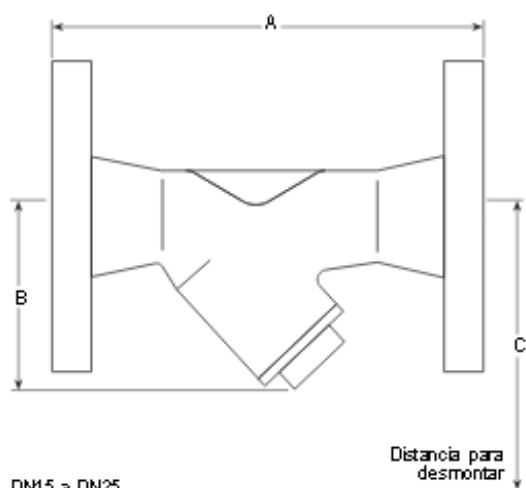
## Valores Kv

Tamaño	DN15	DN20	DN25	DN32	DN40	DN50	DN65	DN80	DN100	DN125	DN150	DN200
Perforaciones 0,8;1,6 y 3 mm	5	8	13	22	29	46	72	103	155	237	340	588
Mesh 40 y 100	5	8	13	22	29	46	72	103	155	237	340	588
Mesh 200	4	6	10	17	23	37	58	83	124	186	268	464

Para conversión:  $C_v(UK) = K_v \times 0,863$   $C_v(US) = K_v \times 1,156$

## Dimensiones/peso (aproximado) en mm y kg

Tamaño	ANSI 150 A	ANSI 300 A	JIS/ KS 20 A	B	C	Área de filtrado cm²	Peso
DN15	120	127	126	70	110	27	2,1
DN20	144	150	150	80	130	43	2,9
DN25	154	160	159	95	150	73	3,8
DN32	180	180	178	130	235	135	6,5
DN40	200	208	202	146	260	164	9,0
DN50	230	240	232	180	320	251	10,5
DN65	290	289	278	200	325	327	17,5
DN80	310	311	297	205	330	361	24,0
DN100	351	351	333	255	405	545	30,0
DN125	401	401	383	315	510	843	49,0
DN150	473	478	461	345	560	1 117	68,0
DN200	593	600	577	440	710	1 909	128,0



DN15 a DN25

## Seguridad, Instalación y Mantenimiento

Para información de seguridad, instalación y mantenimiento ver instrucciones que acompañan al equipo (IM-S60-18).

### Nota de instalación:

El filtro debe instalarse con la dirección del caudal indicada en el cuerpo. En una línea horizontal de vapor o gases, el filtro debe estar en plano horizontal. En sistemas de líquidos el filtro debe apuntar hacia abajo.

### Atención:

La junta tapa contiene un aro de acero inoxidable que puede causar daños si no se manipula/elimina correctamente.

### Eliminación:

Este producto es reciclable. No es perjudicial para el medio ambiente si se toman las precauciones adecuadas para su eliminación.

## Como pasar pedido

Ejemplo: 1 - Filtro Spirax Sarco Fig 34 de DN40 con bridas ANSI 300 con tamiz de acero inoxidable con perforaciones de 0,8 mm.

## Recambios

Las piezas de recambio disponibles están indicadas con línea de trazo continuo. Las piezas indicadas con línea de trazos, no se suministran como recambio.

### Recambios disponibles

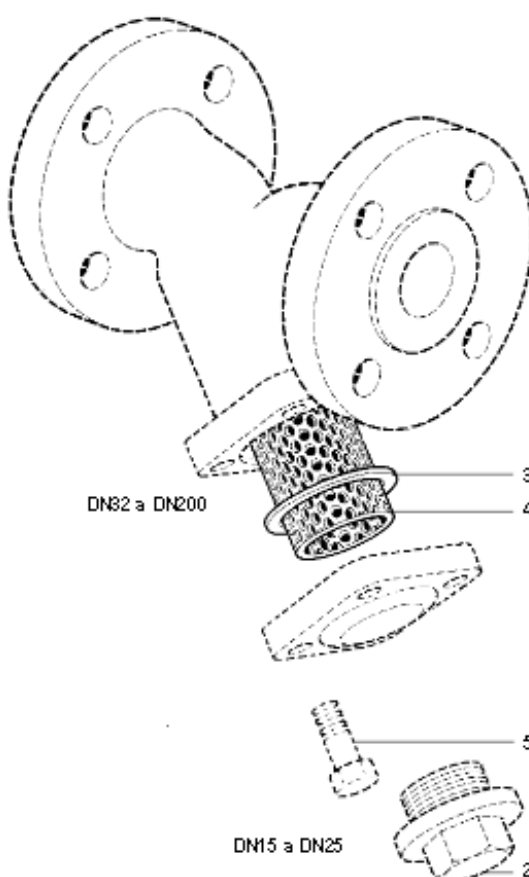
Tamiz (Indicar material, perforación o mesh y tamaño de filtro) 4

Junta tapa (tres unidades) 3

### Como pasar pedido

A pasar pedido debe usarse la nomenclatura señalada en el cuadro anterior, indicando el tamaño y tipo de filtro.

Ejemplo: 1 - Tamiz para filtro Spirax Sarco Fig.34 de DN50 con perforaciones de 0,8 mm y conexiones ANSI 300.



### Pares de apriete recomendados

Item	Tamaño	Cant.	Ø mm	Nm
2	DN15	1	22	50 - 55
	DN20	1	27	60 - 66
	DN25	1	27	100 - 110
5	DN32 a DN65	4	19	20 - 24
	DN80	4	19	30 - 36
	DN100	8	24	50 - 55
	DN125	8	30	70 - 77
	DN150	8	30	80 - 88
	DN200	12	36	120 - 130

## Vibrocell



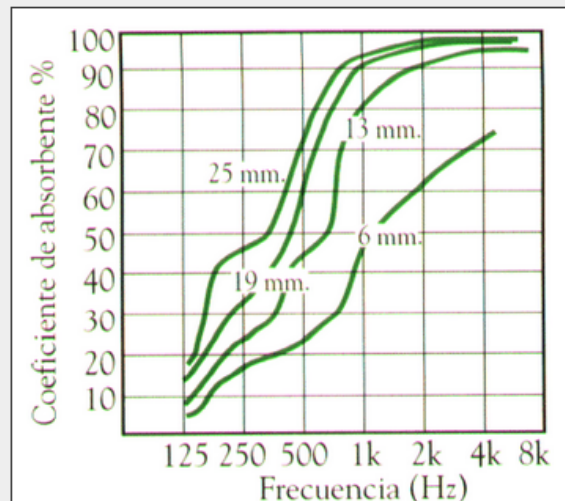
### Descripción

El **Vibrocell** es un compuesto formado por una lámina de poliuretano expandido absorbente (**Acusticell**), dotado de una gran capacidad absorbente y de un estrato de material antivibratorio dotado de una notable capacidad amortiguante (**Damp**).

En consecuencia, este compuesto constituye una solución extremadamente simple para dos problemas diferentes al actuar como absorbente y amortiguante.

Disponible en versión autoadhesiva, siendo de fácil aplicación en superficies curvas. La capa absorbente **ACUSTICELL** puede ser suministrada en distintos espesores y acabados superficiales.

Puede cortarse según las más variadas configuraciones, con el fin de suministrarse dispuesto para ser adaptado en carcasas, capós, Cerramientos, etc. Disponible con film protector en la superficie.



### Características Técnicas

<b>Formato Estándar :</b>	Láminas de 1.000 x 1.400 mm.
<b>Amortiguación :</b>	Excelente reductor de vibraciones de superficie a medias y altas frecuencias. Mayor nivel de amortiguación a mayor espesor o número de capas. Para un espesor de 1.5 mm. la amortiguación es de 75 dB/seg. a 22 °C.
<b>Conductividad térmica:</b>	0,041 Kcal/h.m °C
<b>Peso :</b>	1,6 Kg/m <sup>2</sup>
<b>Espesor Damp :</b>	1,5 mm.
<b>Espesor Acusticell:</b>	6, 13, 19 y 25 mm.



